

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ALCOY



**UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA**

CAMPUS D'ALCOI

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**“Diseño de un protector para freno de disco de bicicleta de carretera
para competición”**

Autor:

D. Héctor Gregori Díez

Dirigido por:

Dr. Octavio Ángel Fenollar Gimeno

D. Francisco Manuel López Esteve

Septiembre 2017

RESUMEN

En el presente Trabajo de Final de Grado se pretende realizar un estudio sobre un nuevo sistema de protección en las bicicletas de carrera, tanto de calle como de competición, que permita resguardar el disco perteneciente al sistema de frenado del mismo nombre, con la finalidad de evitar cualquier tipo de contacto del mismo con otro ciclista, pudiéndole causar daños graves durante una marcha.

La realización de este proyecto tiene como objetivo o finalidad satisfacer las necesidades de seguridad existentes en el ciclismo derivados del uso de sistemas de freno de disco, con el fin de cesar cualquier tipo de preocupación acerca de los peligros que estos sistemas pueden entrañar, y proporcionar la posibilidad al ciclismo profesional de implementar sin ningún temor un avance tecnológico como lo son los frenos de disco, para seguir evolucionando de forma vanguardista en este deporte, sin temer por la seguridad de sus deportistas.

En primer lugar, se realizará una breve introducción a los principios de funcionamiento y las partes que componen el sistema de freno de disco, profundizando en su evolución histórica tanto en el mundo del automovilismo como del ciclismo, y realizando varias comparaciones con respecto a los diferentes sistemas de frenado utilizados en bicicletas, fundamentando la importancia de la implementación de este sistema de frenado en el ciclismo, y, por lo tanto, de la correspondiente protección.

Una vez expuestas las necesidades que se desean satisfacer mediante el uso de la protección, se procederá a su modelizado, en base a criterios tanto constructivos, que permitan su instalación en cualquier bicicleta sin entrar en conflicto con los demás componentes de la misma, como funcionales, derivados de los resultados obtenidos de las diferentes simulaciones en las que se pondrá a prueba el diseño de la protección frente a diversas cargas derivadas de las situaciones en las que se puede ver envuelta la pieza durante su vida útil.

Por último, se realizará una selección y cálculo de materiales, con el fin de seleccionar el que más se ajuste a las necesidades de soporte proporcionadas por las diferentes simulaciones, analizando además qué método de fabricación es el más adecuado para la producción de la pieza y finalizando con un estudio económico que permita conocer una aproximación de los valores de inversión y de rentabilidad que ofrece la producción industrial de la pieza diseñada. Este proyecto permitirá conocer las diferentes etapas que constituyen el proceso de diseño, simulación y fabricación de un producto previos al lanzamiento al mercado del mismo.

RESUM

En el present Treball de Fi de Grau es pretén realitzar un estudi sobre un nou sistema de protecció en les bicicletes de carrera, tant de carrer com de competició, que permeta resguardar el disc pertanyent al sistema de frenada del mateix nom, amb la finalitat d'evitar qualsevol tipus de contacte del mateix amb altre ciclista, podent-li causar danys greus durant una marxa.

La realització d'aquest projecte té com a objectiu o finalitat satisfer les necessitats de seguretat existents en el ciclisme derivades de l'ús de sistemes de fre de disc, amb la finalitat de cessar qualsevol tipus de preocupació sobre els perills que estos sistemes poden comportar, i proporcionar la possibilitat al ciclisme professional d'implementar sense cap temor un avanç tecnològic com ho són els frens de disc, per a continuar evolucionant de forma avantguardista en aquest esport sense témer per la seguretat dels seus esportistes.

En primer lloc, es realitzarà una breu introducció als principis de funcionament i les parts que componen el sistema de fre de disc, aprofundint en la seua evolució històrica tant en el món de l'automobilisme com del ciclisme, i realitzant diverses comparacions respecte als diferents sistemes de frenada utilitzats en bicicletes, fonamentant la importància de la implementació d'aquest sistema de frenada al ciclisme, i, per tant, de la corresponent protecció.

Una vegada exposades les necessitats que es desitgen satisfer per mitjà de l'ús de la protecció, es procedirà al seu modelitzat, basant-se en criteris tant constructius, que permeten la seua instal·lació en qualsevol bicicleta sense entrar en conflicte amb els altres components de la mateixa, com funcionals, derivats dels resultats obtinguts de les diferents simulacions en què es posarà a prova el disseny de la protecció enfront de diverses càrregues derivades de les situacions en què es pot veure sotmesa la peça durant la seua vida útil.

Finalment, es realitzarà una selecció i càlcul de materials, a fi de seleccionar el que més s'ajuste a les necessitats de suport proporcionades per les diferents simulacions, analitzant a més quin mètode de fabricació és el més adequat per a la producció de la peça i finalitzant amb un estudi econòmic que permeta conèixer una aproximació dels valors d'inversió i de rentabilitat que oferix la producció industrial de la peça dissenyada. Aquest projecte permetrà conèixer les diferents etapes que constitueixen el procés de disseny, simulació i fabricació d'un producte previs al llançament al mercat del mateix.

SUMMARY

In the present end-of-degree work intends to carry out a study on a new system of protection in the racing bikes, both, street and competition, which allows to protect the disc belonging to the braking system of the same name, with the purpose of avoiding any type of contact between the same and another cyclist, being able to cause serious damages during a march.

The purpose of this project is to satisfy the existing safety needs of the cyclism that are derived from the use of disc brake systems, in order to cease any kind of worry about the dangers that these systems can contain, and provide the possibility to the profesional cycling to implement without any fear a technological breakthrough such as disc brakes, to continue to evolve in an avant-garde way in this sport, without fearing for the safety of its athletes.

First, a short introduction will be made to the principles of operation and the parts that compose the disc brake system, deepening its historical evolution in the world of motoring and cycling, and making multiple comparisons with respect to the different braking systems used in bicycles, basing the importance of the implementation of this braking system in cycling, and therefore, of the corresponding protection.

Once the needs that are to be satisfied by the use of the protection are exposed, it will proceed to its modelling, base on both, constructive criteria, that allow their installation on any bicycle without entering into conflict with the other components of the same, and functional criteria, derived from the results obtained from the differents simulations in which the design of the protection will be tested against differents loads derived from the situations in which you can see the piece wrapped during its useful life.

Finally a selection and calculation of materials will be made in order to select the one that most fits the support needs provided by the different simulations, analyzing also what method of manufacture is the most suitable for the production of the piece and ending with an economic study that allows to know an approximation of the values of investment and profitability that offers the industrial production of the piece designed. This project will allow to know the different stages that constitute the process of design, simulation and manufacture of a product before to the launching to the market of the same.

Tabla de Contenidos

RESUMEN	3
RESUM	4
SUMMARY	5
ABREVIATURAS	10
LISTADO DE FIGURAS	13
LISTADO DE TABLAS	17
I. INTRODUCCIÓN	19
I.1. SISTEMA DE FRENO DE DISCO.....	21
I.1.1. PARTES Y EXPLICACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO	23
I.1.1.1. Disco macizo.....	24
I.1.1.2. Discos ventilados	24
I.1.1.3. Discos ventilados perforados.....	25
I.1.1.4. Discos cerámicos	25
I.1.1.5. Discos de freno con pinzas fijas	26
I.1.1.6. Discos de freno con pinzas flotantes	27
I.2. COMPARACIÓN FRENOS DE TAMBOR Y DE DISCO.	29
I.3. HISTORIA DE SISTEMAS DE FRENO EN BICICLETA.....	34
I.4. TIPOS DE FRENO EN BICICLETA: SISTEMA Y FUNCIONAMIENTO.	37
I.4.1. Freno de pedal.....	37
I.4.2. Freno de cuchara	37
I.4.3. Freno de varilla:.....	39
I.4.4. Freno de contrapedal	40
I.4.5. Freno de tambor	42
I.4.6. Freno de caliper	43
I.4.7. Freno de cantilever.....	43
I.4.8. Freno V-Brake	44
I.5. FRENO DE DISCO EN BICICLETA: VENTAJAS Y COMPARATIVA.	45
I.5.1. Freno de disco.....	45
I.6. CÁLCULO DEL PAR DE FRENADO EN UN FRENO DE DISCO.....	51
I.7. ESTUDIO DE MERCADO.	53
I.8. PROTECCIONES DE DISCO DE FRENO EN MOTOCICLISMO.....	56
II. OBJETIVOS	61
II.1. OBJETIVO GENERAL.	63
II.2. OBJETIVOS PARTICULARES.	65
III. DESARROLLO PROYECTO.....	68
III.INTRODUCCIÓN	70

III.1. NORMATIVA APLICABLE.	71
III.2. DISEÑO INICIAL PROTOTIPOS.	73
III.2.1. Modelo 1 protección delantera.	73
III.2.2. Modelo 1 protección trasera.	84
III.2.3. Modelo 2.	91
III.3. ESTUDIO Y DEFINICIÓN DE ESTADOS TENSIONALES.	95
III.3.1. Cálculos cargas estáticas.	95
III.3.2. Cálculos cargas térmicas.	99
III.3.3. Cálculos aerodinámica.	103
III.3.4. Cálculos vibraciones.	106
III.3.5. Cálculos impacto.	109
III.4. ESTUDIO Y DEFINICIÓN DE CONDICIONES DE CONTORNO.	113
III.4.1. El buje.	115
III.4.2. El eje pasante.	115
III.4.3. El disco de freno.	116
III.4.4. El brazo de la horquilla.	117
III.4.5. Los radios.	118
III.4.6. Conjunto completo.	118
III.5. SIMULACIÓN BAJO CARGAS ESTÁTICAS.	121
III.5.1. Simulación.	121
III.5.2. Resultados.	128
III.5.3. Simulación 2.	130
III.5.4. Resultados 2.	132
III.6. SIMULACIÓN BAJO CARGAS TÉRMICAS.	134
III.6.1. Simulación 1.	135
III.6.2. Resultados.	139
III.6.3. Simulación 2.	140
III.6.4. Convección forzada.	141
III.6.5. Resultados.	142
III.7. SIMULACIÓN AERODINÁMICA Y DE REFRIGERACIÓN.	144
III.7.1. Simulación 1.	145
III.7.2. Resultados viento frontal.	152
III.7.2.1. Modelo 1.	152
III.7.2.2. Modelo 2.	154
III.7.3. Resultados viento lateral.	155
III.7.3.1. Modelo 1.	155
III.7.3.2. Modelo 2.	157
III.7.4. Resultados refrigeración.	158
III.7.4.1. Modelo 1.	158
III.7.4.2. Modelo 2.	160

III.8. SIMULACIÓN VIBRACIONES.	162
III.8.1. Resultados.	165
III.9. SIMULACIÓN DE IMPACTO.	170
III.9.1. Ensayo.	171
III.9.2. Resultados.	174
IV. SELECCIÓN DE MATERIALES	179
IV. SELECCIÓN Y CÁLCULO DE MATERIALES.	181
IV.1. ENSAYO CARGAS ESTÁTICAS	195
IV.2. ENSAYO IMPACTO	198
V. FABRICACIÓN.....	201
V. SELECCIÓN DE PROCESO DE FABRICACIÓN.	203
V.1. RESIN FILM INFUSION.	208
V.1.1. Ventajas e inconvenientes.	211
V.1.2. Evaluación del proceso.	213
V.2. RESIN TRANSFER MOLDING.....	214
V.2.1. Ventajas e inconvenientes.	218
V.2.2. Evaluación del proceso.	219
VI. ESTUDIO ECONÓMICO	222
VI. ESTUDIO ECONÓMICO.	224
VI.1. Coste de la máquina.	225
VI.2. Coste del molde.	226
VI.2.1. Diseño del molde.	227
VI.2.2. Materiales y mecanizado.	227
VI.2.3. Coste total del molde.	228
VI.3. Coste del consumo energético del proceso.	228
VI.4. Coste de mano de obra.	231
VI.5. Coste de material.	232
VI.6. Coste total.	232
VII. APÉNDICES	235
IV.1. REFERENCIAS.....	237
IV.2. CÁLCULOS DE MATERIAL.	239
IV.3. PLANOS ACOTADOS.	242
IV.4. NORMATIVA.	243

ABREVIATURAS

Por orden de aparición.

r	Radio interior
R	Radio exterior
α	Ángulo de contacto de la pastilla con el disco
P	Presión
N	Fuerza de frenado ; fuerza normal
A	Área ; Amplitud de la vibración
μ	Coeficiente de fricción
M	Par de frenado ; momento de fuerza ; masa
UCI	Unión de Ciclistas Internacional
CPA	Asociación de Ciclistas Profesionales
PLA	
AIC	Asociación Internacional de Ciclistas
Cx	Coeficiente aerodinámico
CAD	Computer Aided Design
ASCE	Sociedad Americana de Ingenieros Civiles
V	Velocidad
F	Fuerza
a	Aceleración
Q	Calor o energía calorífica
Cp	Calor específico
Tf	Temperatura del disco
Ta	Temperatura ambiente
h	Coeficiente de película ; altura
T_{∞}	Temperatura ambiente
ρ	Densidad

ω	Frecuencia angular
θ	Posición de inicio de la función
E_p	Energía potencial
E_c	Energía cinética
E_m	Energía mecánica
g	Aceleración de la gravedad
ω_A	Frecuencia angular de trabajo
ω_n	Frecuencia natural del sistema
F_r	Fuerza de rozamiento
F_i	Fuerza de inercia
VTP	Valor Técnico Ponderado
UV	Ultra Violeta
E	Módulo de Young
E_{xx}	Módulo de Young en la dirección indicada
ν	Coeficiente de Poisson
ν_{xx}	Coeficiente de Poisson en la dirección indicada
G	Módulo de cizalladura
G_{xx}	Módulo de cizalladura en la dirección indicada
X_t	Límite rotura a tracción
X_c	Límite rotura a compresión
V_f	Porcentaje de peso en fibra
S_{mt}	Límite de rotura a tracción de la matriz
S_{mc}	Límite de rotura a compresión de la matriz
S_{ms}	Límite de rotura a cizalladura de la matriz
Y_t	Límite rotura a tracción dirección 2
Y_c	Límite rotura a compresión dirección 2
r	Densidad del composite

Le	Límite elástico
Cs	Factor de seguridad
RTM	Resin Transfer Molding
RFI	Resin Transfer Infusion
HP-RTM	High Pressure Resin Transfer Molding
VARTM	Vacuum Assisted Resin Transfer Molding

LISTADO DE FIGURAS

Figura 1. Esquema del sistema de freno de disco y sus componentes.....	23
Figura 2. (izda.) Freno de disco macizo y (dcha.) freno de disco ventilado.....	25
Figura 3. Esquema de un freno de disco de mordaza flotante.....	27
Figura 4. Esquema interior de un freno de tambor y sus componentes.	30
Figura 5. Ejemplo de una bicicleta con sistema de freno de cuchara.	38
Figura 6. Ejemplo de una bicicleta con freno de varilla.....	40
Figura 7. Ejemplo de una bicicleta con freno de contrapedal.	42
Figura 8. Ejemplo de un freno V-Brake.....	44
Figura 9. Resultados obtenidos durante un descenso prolongado (bajada de un puerto de montaña)	50
Figura 10. Resultados obtenidos en un frenado de emergencia (hasta la detención de la bicicleta)	50
Figura 11. Representación esquematizada de las variables que intervienen en el cálculo del par de frenado.	51
Figura 12. Prototipos de protecciones presentados por la marca T°Red	54
Figura 13. Prototipos de protecciones presentados por la marca Tune	55
Figura 14. Parte interior (arriba) y exterior (abajo) de la protección de una motocicleta de cross.	58
Figura 15. Despiece de los componentes del prototipo de protección de la marca T°red.	59
Figura 16. Diagrama de proceso del diseño de una protección de disco de freno en bicicleta.	70
Figura 17. Medida para la extrusión de la carcasa exterior de la protección delantera.	74
Figura 18. Extrusiones de los diferentes perfiles que conforman la carcasa de la protección.....	75
Figura 19. Realización del vaciado por la cara interior de la protección delantera.....	76
Figura 20. Redondeo de las aristas vivas de la protección delantera.....	76
Figura 21. Corte de una sección para que la protección delantera no interfiera con la horquilla.	77
Figura 22. Diseño y corte de las perforaciones del cilindro interior de la protección delantera.	78
Figura 23. Diseño y corte de las perforaciones del cilindro exterior de la protección delantera.....	79
Figura 24. Diseño y corte de las perforaciones de la superficie radial de la protección delantera.....	79
Figura 25. Vista del modelo preliminar de la protección delantera.	80
Figura 26. Creación de la parte exterior del modelo definitivo de la protección delantera.	81
Figura 27. Creación de la parte interior del modelo definitivo de la protección delantera.	81
Figura 28. Vista de las dos piezas del modelo final de la protección delantera.	82

Figura 29. Vista del ensamblaje del modelo final de la protección delantera.	82
Figura 30. Medida para la extrusión de la carcasa exterior de la protección trasera.	84
Figura 31. Realización del vaciado por la cara interior de la protección trasera.	85
Figura 32. Realización del vaciado por la cara interior de la protección trasera.	86
Figura 33. Corte de una sección para que la protección trasera no interfiera con la horquilla.	86
Figura 34. Diseño y corte de las perforaciones del cilindro interior de la protección trasera.	87
Figura 35. Diseño y corte de las perforaciones del cilindro exterior de la protección trasera.	87
Figura 36. Diseño y corte de las perforaciones de la superficie radial de la protección trasera.	88
Figura 37. Creación de la parte exterior del modelo definitivo de la protección trasera.	88
Figura 38. Creación de la parte interior del modelo definitivo de la protección trasera.	89
Figura 39. Vista de las dos piezas del modelo final de la protección trasera.	89
Figura 40. Vista del ensamblaje del modelo final de la protección trasera.	90
Figura 41. Soporte de anclaje al brazo de la horquilla del segundo modelo de protección.	92
Figura 42. Extrusión del cuerpo del segundo modelo de protección.	93
Figura 43. Perforaciones en el cuerpo del segundo modelo de protección.	94
Figura 44. Características térmicas del material Acero inoxidable.	101
Figura 45. Gráfico de relación de tolerancias entre eje y agujero.	108
Figura 46. Representación gráfica de la disposición de los elementos necesarios para la realización del ensayo de impacto según normativa.	111
Figura 47. Elementos de unión entre la parte interior y exterior de la protección.	114
Figura 48. Buje.	115
Figura 49. Eje pasante	116
Figura 50. Disco de freno.	117
Figura 51. Brazo de la horquilla delantera.	117
Figura 52. Radio.	118
Figura 53. Vista del conjunto de los elementos de contorno ensamblados de la parte delantera.	118
Figura 54. Brazo del cuadro donde va ensamblada la rueda trasera.	119
Figura 55. Vista del conjunto de los elementos de contorno ensamblados de la parte trasera.	119
Figura 56. Selección del módulo de análisis estático.	122
Figura 57. Selección del tipo de contacto entre componentes del ensamblaje.	123
Figura 58. Selección del tipo de fijación del ensamblaje.	124

Figura 59. Selección del tipo y magnitud de fuerza aplicada en el ensayo.	125
Figura 60. Selección del tipo de mallado aplicado en el ensayo.	126
Figura 61. Vista del mallado, la fijación del conjunto y la aplicación de la fuerza en el ensayo.....	127
Figura 62. Resultados de tensiones en el análisis estático.	129
Figura 63. Vista del mallado, la fijación del conjunto y la aplicación de la fuerza en el ensayo.....	130
Figura 64. Resultados de tensiones en el análisis estático.	133
Figura 65. Selección de material para realizar el ensayo térmico.	136
Figura 66. Introducción d elos parámetros para la simulación térmica.	138
Figura 67. Resultados de la temperatura en los componentes tras el ensayo.....	139
Figura 68. Resultados de la temperatura en los componentes tras el ensayo en el modelo 2.....	140
Figura 69. Resultados de la temperatura en los componentes tras los ensayos de convección forzada.	142
Figura 70. Selección de las unidades del Sistema Internacional.	145
Figura 71. Introducción de la temperatura ambiente y el tipo de simulación.	146
Figura 72. Introducción del fluido que actuará en la simulación.	146
Figura 73. Introducción del coeficiente de convección para el ensayo de refrigeración.	147
Figura 74. Introducción de los parámetros del flujo para la ejecución del ensayo.	148
Figura 75. Definición del volumen de control.	149
Figura 76. Introducción de los “Goals” del ensayo.....	150
Figura 77. Introducción de “Equation Goal” del ensayo.	151
Figura 78. Resultados del ensayo de viento frontal 1.	152
Figura 79. Resultados del ensayo de viento frontal 2.	154
Figura 80. Resultados del ensayo de viento lateral 1.	155
Figura 81. Resultados del ensayo de viento lateral 2.	157
Figura 82. Resultados del ensayo de refrigeración 1.....	158
Figura 83. Resultados del ensayo de refrigeración 2.....	160
Figura 84. Resultados de tensiones del ensayo de vibraciones.....	165
Figura 85. Frecuencia de resonancia del sistema para cada modo.	165
Figura 86. Tabla de transmisividad de resonancia.	167
Figura 87. Relación entre la fuerza resistente y el coeficiente de fricción entre la protección y el eje. ...	169
Figura 88. Determinación del peso de la protección mediante el software.	172
Figura 89. Introducción de los parámetros del ensayo de impacto.	173

Figura 90. Resultados de las tensiones generadas durante el impacto 1.....	174
Figura 91. Evolución de las tensiones en un nudo determinado durante el proceso de impacto 1.	175
Figura 92. Resultados de las tensiones generadas durante el impacto 2.....	176
Figura 93. Evolución de las tensiones en un nudo determinado durante el proceso de impacto 2.	177
Figura 94. Establecimiento de límite elástico mínimo para filtrado de materiales.....	187
Figura 95. Establecimiento de porcentaje de refuerzo para filtrado de materiales.....	188
Figura 96. Establecimiento de temperatura de trabajo mínima para filtrado de materiales.	188
Figura 97. Establecimiento de valor de densidad para filtrado de materiales.	189
Figura 98. Establecimiento de valor de resistencia frente a agentes ambientales para filtrado de materiales.....	189
Figura 99. Materiales proporcionados por el software tras el proceso de filtrado.....	191
Figura 100. Precio de ambos materiales seleccionados, (arriba) Epoxy/Carbon fiber y (abajo) Cyanate ester/Carbon fiber.	191
Figura 101. Introducción de la orientación de las capas de fibra del material compuesto para el conformado de la protección.	194
Figura 102. Resultados de tensiones tras la simulación de cargas estáticas con el material calculado y su disposición en láminas de tejido.	195
Figura 103. Resultados de deformaciones tras la simulación de cargas estáticas con el material calculado y su disposición en láminas de tejido.	195
Figura 104. Resultados de tensiones tras la simulación de cargas estáticas con el material calculado y su disposición en láminas de tejido modelo 2.	196
Figura 105. Resultados de tensiones tras la simulación de impacto con el material calculado y su disposición en láminas de tejido.	198
Figura 106. Resultados de deformaciones tras la simulación de impacto con el material calculado y su disposición en láminas de tejido.	198
Figura 107. Procesos destinados al conformado de piezas con materiales compuestos.....	206
Figura 108. Representación gráfica de los pasos del proceso RFI.	209
Figura 109. Representación gráfica del proceso VARTM.	215
Figura 110. Representación gráfica del proceso HP-RTM.	217

LISTADO DE TABLAS

Tabla 1. Ventajas y desventajas de los frenos de disco y de tambor.	33
Tabla 2. Coeficiente de película según el método y fluido que realiza la convección.	101
Tabla 3. Resultados de fuerza del ensayo de cargas estáticas proporcionadas por el software.	128
Tabla 4. Resultados de tensiones del ensayo de cargas estáticas proporcionadas por el software.	128
Tabla 5. Resultados de fuerza del ensayo de cargas estáticas proporcionadas por el software.	132
Tabla 6. Resultados de tensiones del ensayo de cargas estáticas proporcionadas por el software.	132
Tabla 7. Aplicación de cargas térmicas en el ensayo térmico.	137
Tabla 8. Resultados del ensayo de viento frontal 1.	152
Tabla 9. Resultados del ensayo de viento frontal 2.	154
Tabla 10. Resultados del ensayo de viento lateral 1.	155
Tabla 11. Resultados del ensayo de viento lateral 2.	157
Tabla 12. Resultados del ensayo de refrigeración 1.	158
Tabla 13. Resultados del ensayo de refrigeración 2.	160
Tabla 14. Comparación entre los resultados de los diferentes ensayos.	161
Tabla 15. Método VTP para seleccionar el material idóneo.	183
Tabla 16. (izda) Propiedades de la resina y (dcha) propiedades de la fibra necesarias para realizar el cálculo del material compuesto.	192
Tabla 17. Propiedades del material compuesto, obtenidas mediante el modelo de Chamis.	193
Tabla 18. Coste máquina de inyección necesaria para llevar a cabo el proceso HI-RTM.	226
Tabla 19. Coste de materiales y mecanizado del molde.	228
Tabla 20. Coste total de fabricación del molde.	228
Tabla 21. Tiempo del proceso de fabricación separado en diferentes etapas.	229
Tabla 22. Consumo energético de cada parte de la máquina durante el proceso.	229
Tabla 23. Parte de la máquina que actúa en cada etapa del proceso.	230
Tabla 24. Tiempo del proceso que actúa cada parte de la máquina.	230
Tabla 25. Coste total del proceso de fabricación.	233
Tabla 26. Cálculo de Pay Back o de recuperación de la inversión.	233

I. INTRODUCCIÓN

INTRODUCCIÓN

I. Introducción

I.1. SISTEMA DE FRENO DE DISCO.

El sistema de frenado es un sistema de seguridad activa de un vehículo (automóvil, motocicleta, camión, bicicleta, ...) el cual permite mediante el uso de la fricción, la transformación de energía cinética, procedente del vehículo en movimiento, a energía térmica, causada por el calor generado debido a la fricción entre la superficie de los componentes que conforman este sistema.

Concretamente, el sistema de frenado por disco, es un sistema que consta de una parte móvil, constituida por un disco metálico, que gira solidario a la rueda, el cual lleva unido a él una parte fija, que no posee movimiento relativo respecto a la carrocería del vehículo, y que está formado por unas zapatas hechas de un material con elevado coeficiente de fricción, que, mediante la transmisión de presión a través de un circuito hidráulico, presionan contra la superficie del disco metálico transformando así la energía cinética que posee el vehículo en estado dinámico de movimiento, en energía calorífica (que se traduce en un aumento de temperatura de los componentes del sistema de frenado) hasta detenerlo o reducir la velocidad del mismo. Esta energía térmica que se almacena en los distintos componentes del sistema de frenado en forma de incremento de temperatura de los mismos, requiere de ser evacuada o disipada de la forma más rápida y eficiente posible para no alterar en exceso las propiedades de los materiales que conforman las piezas y así garantizar unas condiciones óptimas de trabajo de los elementos del conjunto de freno.

El sistema de frenado por disco, aunque fue inventado y probado en un vehículo por el ingeniero británico Frederick William Lanchester en 1902, en su fábrica de Birmingham, no fue hasta principios de la década de 1950 que se montó el primer sistema de freno de disco, similar al que se fabrica en la actualidad, en un vehículo de competición, con el fin de testarlo y comprobar su efectividad para la producción en serie. El vehículo en el cual se efectuó este hecho fue en un coche de la escudería Jaguar (*Jaguar C-Type*) en las *24 horas de Le Mans* de 1953 ganando así la competición ese año y siendo el primer vehículo equipado con el sistema de frenado de disco en ganar una competición.

Sin embargo, no fue hasta 1955 que comenzó la producción en masa de este sistema, al ser integrado en el modelo DS de Citroën, montándose en la transmisión, cerca del diferencial y

I. Introducción

alejado de la rueda y dotándose de un sistema hidráulico para transmitir la presión ejercida desde el pedal hasta el freno.

A los inicios de la producción en serie del sistema de frenado por disco, éstos eran montados principalmente en vehículos deportivos o de competición, relegándose el uso únicamente a aquellos que pudieran permitirse un buen coche. No fue hasta años más tarde que se empezaría a normalizar su uso en vehículos de todas las gamas, llegándose en la actualidad a montar en prácticamente la totalidad de vehículos, al menos en el eje delantero.

Aun así, siguen existiendo algunos modelos de vehículos que siguen integrando sistemas de freno por tambor en los ejes traseros, principalmente en vehículos de gama media – baja con el fin de abaratar costes, no entrar en sistemas de elevada complejidad, reducir peso o solucionar problemas de freno de aparcamiento.

En el mundo del motociclismo tardaría un poco más en llegar. No fue hasta 1965 que el primer modelo de MV Agusta implementaría este sistema en la rueda delantera, con accionamiento mecánico, manteniéndose el sistema de freno de tambor en la trasera, y sólo en modelos de altas prestaciones.

Por último, este sistema ha tenido una repercusión muy elevada en el mundo del ciclismo. Su uso en modelos tanto de competición como de uso habitual aun es escaso y se relega a las gamas más altas de cada fabricante, pero hoy en día ya existe una creciente tendencia a la implementación de este sistema debido a las ventajas que supone respecto al tradicional sistema de freno por zapatas.

I. Introducción

I.1.1. PARTES Y EXPLICACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO.

A continuación, se detallarán las partes que componen un sistema de frenado por disco y su funcionamiento:

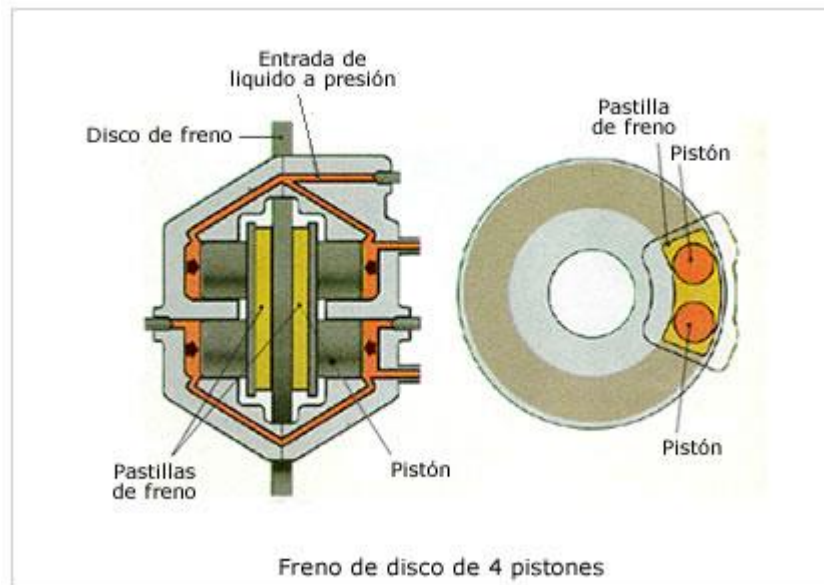


Figura 1. Esquema del sistema de freno de disco y sus componentes.

En primer lugar, se puede encontrar el **disco de freno**, el cual es un disco, generalmente metálico (normalmente fundición en vehículos y acero en bicicletas) que acopla en el eje del vehículo y gira solidario con la rueda. Este elemento es el encargado de soportar los esfuerzos y las tensiones generadas por la fricción durante la actuación del sistema de frenado, por lo tanto, tiene que poseer una cierta rigidez que permita al disco soportar dichos esfuerzos sin deformarse o alabear. Por otra parte, al ser la pieza sometida al mayor esfuerzo de fricción en el sistema, también es la que más carga térmica deberá soportar, es por ello que los materiales elegidos para conformar este componente deben tener un buen comportamiento a elevadas temperaturas y una buena capacidad de transmisión de calor, ya que este elemento será el principal encargado de la evacuación de calor del sistema mediante la disipación de este al aire exterior. De este modo existen varios tipos de discos, según la importancia del fenómeno de disipación de calor. [1]

I. Introducción

I.1.2. TIPOS DE DISCOS

I.1.1.1. Disco macizo: Este modelo de disco se caracteriza por poseer una geometría en la que la pieza es completamente maciza. El principal problema que supone el uso de esta geometría es la carencia de buena efectividad evacuando calor, ya que únicamente puede disipar a través de las superficies exteriores del disco que son las que se encuentran en contacto con el aire, lo cual provoca que, bajo condiciones extremas de trabajo, el disco pueda deformarse o alabearse levemente, disminuyendo así su eficiencia de frenada. Por otra parte, el poseer una geometría más sencilla, hace menos compleja la fabricación del mismo, es por ello que muchos fabricantes usan este tipo de discos en algunos vehículos de gama baja, o también se utilicen en el eje trasero en vehículos de gamas medias, donde no es necesario un rendimiento tan óptimo y además se reducen costes.

I.1.1.2. Discos ventilados: Este tipo de discos se diferencian principalmente de los discos macizos en que por la parte interior del disco y de forma radial tiene unas cavidades a modo de separación entre las dos superficies exteriores. Este sistema permite una mejor disipación de calor, ya que debido a la fuerza centrífuga que produce el disco en movimiento, crea una corriente de circulación de aire desde el centro del disco hacia el exterior del mismo por medio de estos conductos, lo cual provoca que la superficie de transferencia de calor sea mucho mayor que en los macizos, ya que en este tipo de disco se trabaja tanto con las dos superficies exteriores, como la superficie de los conductos internos de ventilación. Esto producirá una mayor ventilación del disco y por lo tanto, al funcionar a una menor temperatura, tendrá una mayor eficiencia de frenada, además de que habrá menor peligro de deformaciones o alabeos.

I. Introducción

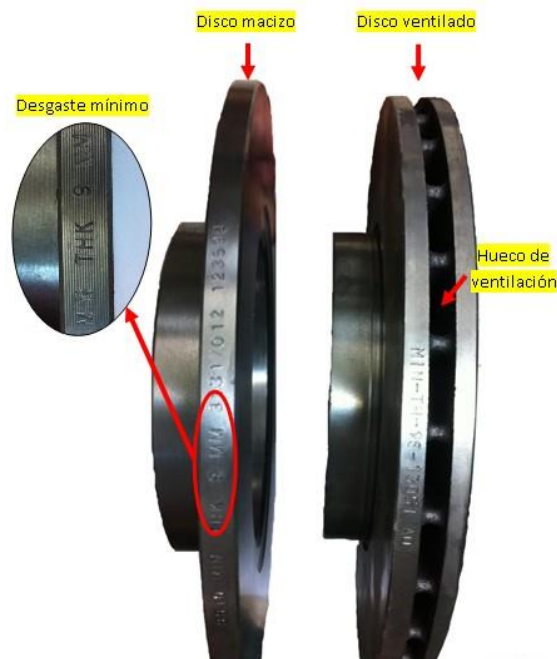


Figura 2. (izda.) Freno de disco macizo y (dcha.) freno de disco ventilado.

I.1.1.3. Discos ventilados perforados: Este tipo de discos poseen una geometría muy similar a los ventilados, con la única excepción de que llevan mecanizados agujeros pasantes a lo largo de toda la superficie exterior. Este tipo de geometría, a pesar de que pueda parecer contraproducente por la reducción de superficie de contacto entre disco y pastillas, contribuye notablemente a una mayor optimización de frenado, ya que estos agujeros o taladros mecanizados sobre la superficie, ayudan por una parte a la refrigeración del propio disco, además, permiten la refrigeración de las pastillas, reduciendo así su temperatura y mejorando su comportamiento en frenadas intensas, además de prevenir la cristalización de las mismas bajo condiciones extremas. Por otra parte, también es un buen mecanismo para la evacuación del agua adherida al disco cuando se circula bajo condiciones de lluvia, lo cual permite una mayor eficiencia de frenado sobre pavimento mojado, y también permite “limpiar” suciedad o impurezas alojadas en las pastillas de freno.

I.1.1.4. Discos cerámicos: Generalmente suelen ser discos con la misma geometría que los discos ventilados perforados, pero que están conformados de materiales cerámicos (generalmente carbono). La ventaja que se obtiene respecto a los discos tradicionales conformados de fundición, es que mientras estos últimos pierden las propiedades de fricción con el aumento de la temperatura, los materiales cerámicos de los que están constituidos,

I. Introducción

poseen un rango de trabajo o de operatividad, sin variar apenas las propiedades mecánicas del material, bastante más elevado, lo cual permite un funcionamiento excelente a elevadas temperaturas.

Por otra parte, otro de los elementos que se pueden encontrar en el sistema de freno por disco, es la **mordaza o pinza de freno**. Esta consiste en una estructura metálica colocada de forma perimetral al disco la cual alberga en su interior los pistones y las zapatas, además de la parte final del circuito hidráulico que se encargará de transmitir la presión desde el pedal o manguito hasta las pastillas. Este elemento debe tener una estructura rígida y considerablemente resistente a la deformación, ya que la presión del circuito hidráulico interior ejercerá una fuerza sobre las paredes de la mordaza (ya que el fluido transmite la presión en todas direcciones) que pueden provocar deformaciones en la misma, perdiendo así presión en el pistón que hará fricción contra el disco, y perdiendo por lo tanto potencia de frenado.

Otro componente que forma el circuito hidráulico son los **pistones o émbolos**. Éstos, como su nombre indica, están formados por unos émbolos situados al final del circuito hidráulico, sobre los cuáles recaerá la presión ejercida a través del circuito hidráulico. Al aplicarse esta presión, desplazará los émbolos a través de su carrera, hasta que estos hagan contacto con el disco y transmitan la presión necesaria, para que, mediante el rozamiento, detengan el vehículo.

Por último, las **pastillas de freno**, son unos elementos formados por materiales con elevados coeficientes de fricción, los cuales se montarán en el extremo del pistón que hará contacto con el disco, para asegurar así una elevada fricción entre este elemento y el disco, y a la vez proporcionar una mayor facilidad a la hora de realizar el mantenimiento del vehículo, ya que no será necesario reemplazar el pistón entero, únicamente se sustituirá la pastilla, ya que es el elemento que estará sometido a desgaste.

Según el montaje del sistema, se pueden diferenciar varios tipos de sistemas de frenos de disco:

I.1.1.5. Discos de freno con pinzas fijas: Este sistema es el más comúnmente usado en vehículos deportivos o de altas prestaciones. Consta de una pinza o mordaza situada en la periferia del disco, y fijada de forma que no permite ningún desplazamiento relativo respecto al disco. En su interior posee pistones a ambos lados con desplazamiento relativo respecto al

I. Introducción

cuerpo de la mordaza, de forma que, al accionarse el freno, ambos pistones presionan el disco por las dos caras del disco sin que la mordaza se mueva.

I.1.1.6. Discos de freno con pinzas flotantes: En este tipo de freno, la mordaza va situada en la periferia del disco igual que en el sistema de pinza fija, con la diferencia que la pinza no está fijada completamente en esa posición. En la parte interior posee pastillas a ambos lados, pero solamente una de ellas va colocada en un pistón, situándose la otra de forma fija, sin desplazamiento respecto a la mordaza. De esta forma, cuando se ejerce presión en el pedal y éste se transmite hasta el pistón o émbolo, por una parte, el pistón se desplaza presionando la pastilla contra el disco por una cara, mientras que, debido a la reacción en la mordaza, se genera una fuerza en sentido opuesto, el cual desplaza la mordaza en dirección opuesta al desplazamiento del émbolo, haciendo así que la pastilla situada en el extremo opuesto se desplace junto con todo el sistema y presione al disco por la otra cara. Este es el sistema más comúnmente utilizado en los vehículos de calle, ya que el sistema tiene menor complejidad tanto de fabricación como de montaje, de forma que reduce cuantitativamente el coste del sistema de frenado, y la pérdida de potencia de frenado que supone respecto al sistema de mordaza fija no es considerable en vehículos de calle. [2]

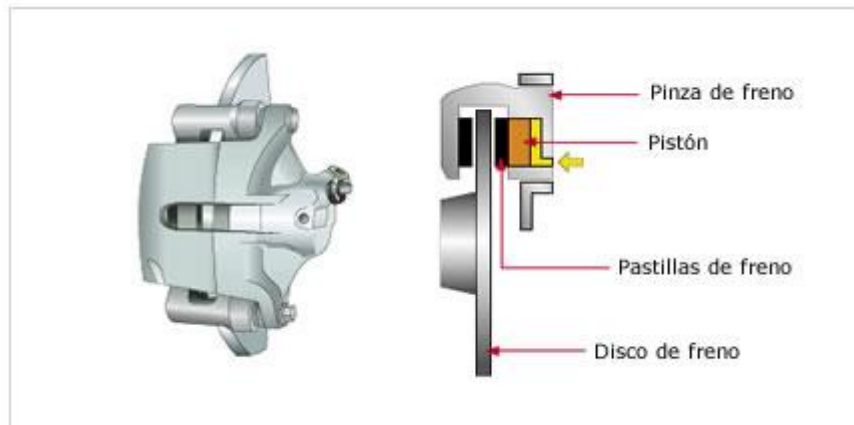


Figura 3. Esquema de un freno de disco de mordaza flotante.

Otra variante es el disco de freno flotante con pinzas fijas. Este tipo de freno se diferencia del freno de pinza fija en el anclaje del disco al buje de la rueda. Mientras en los sistemas convencionales los discos están conformados por una única pieza unida al eje, este tipo de discos constan de dos partes, un disco interior que se une al eje, y un disco exterior, que es el que está en contacto con las pastillas. La diferencia radica en que en la unión entre el disco interior y exterior se realiza mediante unos casquillos que permiten una cierta movilidad u holgura radial,

I. Introducción

lo cual permite que al realizar frenadas muy intensas, no haya excesiva deformación ni mal contacto entre las pastillas y el disco debido a las tensiones generadas. Esto se produce gracias a esas holguras entre las dos partes del disco, que absorben esa sobrepresión, disminuyendo la deformación entre el disco y las pastillas, mejorando, por lo tanto, el contacto entre estas.

I. Introducción

I.2. COMPARACIÓN FRENOS DE TAMBOR Y DE DISCO.

A medida que la historia avanzaba y transcurrían los años, el sector del automóvil evolucionaba de forma exponencial, y sus avances técnicos y mejoras tecnológicas creaban la constante necesidad de mejorar todos los sistemas del vehículo para adaptarlos a los nuevos cambios tecnológicos.

La necesidad de crear un sistema de frenado mucho más eficiente y efectivo surge del constante aumento de la tecnología en desarrollo de motores y otros sistemas subyacentes del vehículo, los cuáles proporcionaban un aumento de potencia cada vez más elevado, con lo que cada vez aumentaba la velocidad que los automóviles eran capaces de alcanzar, surgiendo así la necesidad de idear un sistema de frenado capaz de detener el vehículo en un menor espacio y tiempo.

Por todo ello, se llega a la conclusión que el sistema de frenado por tambor, válido y eficaz desde hacía tanto tiempo, se estaba quedando obsoleto. Por este motivo, desde que a mediados de los 1950 se empezaran a utilizar, primero en vehículos de competición y posteriormente en vehículos de calle, el sistema de freno por disco, se llegó a la conclusión que este sistema podía llegar a desarrollarse hasta límites nunca vistos hasta entonces, cubriendo así las crecientes necesidades de introducir un sistema de frenado más potente a la vez que eficiente.

Debido a algunas carencias que presentaba el sistema de frenado por tambor, gradualmente se produjo una sustitución de este sistema en favor del sistema de freno por disco, pasando de ocupar, el freno de tambor, la práctica totalidad del mercado automovilístico, siendo relegado, hoy en día, únicamente en algunos vehículos de gama baja que no requieren de grandes esfuerzos de frenada.

El freno de tambor consta principalmente de un sistema formado por una carcasa metálica en cuyo interior van situadas unas zapatas de forma concéntrica, que al ser accionadas desde el pedal o manguito de freno (por un sistema hidráulico igual que en el freno de disco) se desplazan radialmente hasta entrar en contacto con la cara interior del tambor o carcasa, el cual

I. Introducción

por fricción con las zapatas crea una deceleración en el vehículo por el mismo principio de transformación de energía cinética en energía térmica. [3]

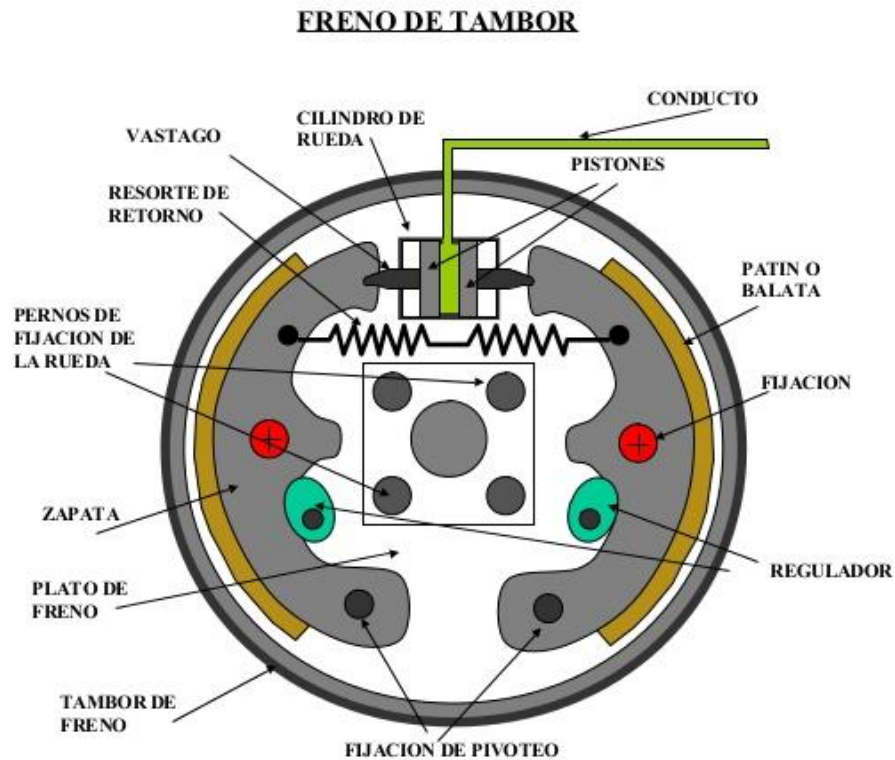


Figura 4. Esquema interior de un freno de tambor y sus componentes.

Realizando una comparación entre los dos sistemas de frenado, para determinar los defectos o carencias que dejaron en la obsolescencia al sistema de freno de tambor cabría mencionar:

El sistema de frenado por disco constituye un sistema más compacto, ligero y de menor tamaño que un sistema homólogo de frenos de tambor con las mismas prestaciones. Además, aunque la superficie de fricción en el sistema de freno de disco suele ser menor que en un sistema de freno de tambor del mismo tamaño, la elevada disipación térmica del sistema de freno de disco en comparación con el de tambor, debido a que los elementos sometidos a mayor estrés térmico se encuentran en el exterior, pudiendo ser refrigerados por la circulación de aire a través del vehículo, a diferencia del tambor, cuyos componentes más críticos a alcanzar elevadas temperaturas se encuentran en el interior del tambor, dificultando así enormemente una evacuación de calor eficiente, por ello el sistema de freno de disco puede ofrecer una frenada más enérgica, reduciendo así la distancia y el tiempo de detención del vehículo.

I. Introducción

Otra diferencia importante entre ambos sistemas, es que las pastillas del freno de disco trabajan de forma más progresiva, al no acuñarse como sucede con las zapatas al ser accionadas contar el tambor, resultando así el poder proporcionar una frenada más uniforme el sistema de frenos de disco.

Por último, una de las causas principales de la relegación del sistema de frenado por tambor a un segundo plano, son los problemas generados por dilatación debido al sobrecalentamiento, o más conocido como efecto “fading”.

Este efecto es uno de los fenómenos más peligrosos que se pueden presentar en un sistema de frenado, ya que se traduce en una pérdida de eficacia de frenado como consecuencia del sobrecalentamiento. Éste fenómeno suele darse en un frenado enérgico (una reducción muy severa de la velocidad en un espacio de tiempo y distancia) o tras una consecución de frenadas sucesivas con intervalos tan reducidos entre ellas que no permitan al sistema evacuar a tiempo toda la cantidad de calor generado (por ejemplo, en bajadas de puerto de montaña).

Este efecto sucede debido al sobrecalentamiento de los distintos componentes que conforma el sistema de frenado, debido a condiciones extremas de trabajo, generando así dilataciones y holguras entre los distintos componentes del sistema de freno.

Cuando se acciona el freno de forma muy enérgica o de forma muy repetida con una elevada frecuencia, los componentes, al igual que en los demás sistemas, debido a la fricción, alcanzan temperaturas muy elevadas (en algunos casos incluso superiores a los 650°C). Como en el sistema de freno de tambor, el tambor de fricción o tambor de freno, se encuentra en la parte interior de la carcasa exterior, tiene serias dificultades para realizar una correcta disipación del calor acumulado hacia el aire exterior, a diferencia del sistema de freno de disco, el cual tiene el elemento más susceptible a adquirir elevadas temperaturas (el disco) situado en el exterior, por lo que tiene constantemente un flujo de aire atravesándolo y refrigerando el sistema. Al no poder disipar gran parte del calor acumulado en la frenada, y ser el tambor de fricción un componente metálico, este sufre una dilatación, llegando a ser, bajo algunas condiciones de trabajo extremas, muy elevada. Al dilatarse el tambor produce una holgura o una mayor distancia entre las zapatas y la superficie de contacto con el tambor, desembocando en una necesidad de realizar un mayor recorrido del pedal o manguito de freno para poder realizar la fricción, reduciendo así capacidad de frenada efectiva.

I. Introducción

Esto produce que, en situaciones críticas, cuando mayor sollicitación de frenada se requiere, sea menos efectivo este sistema. La diferencia con el sistema de freno de disco es que este fenómeno no se produce en este último, por ello su efectividad bajo condiciones extremas de trabajo es mucho más elevada.

En este último el efecto homónimo que se produce es la reducción del coeficiente de fricción entre las pastillas y el disco a consecuencia de la pérdida de propiedades de los materiales a elevadas temperaturas. Sin embargo, este fenómeno es mucho más difícil que llegue a sucederse en comparación con el “fading”.

I. Introducción

A continuación, se expone una tabla a modo de comparativa entre ambos sistemas de frenado.

Tabla 1. Ventajas y desventajas de los frenos de disco y de tambor.

	Ventajas	Desventajas
Disco	Capacidad de refrigeración en frenada progresiva	Requiere de servofreno por mayor esfuerzo de pedal
	Estabilidad	Material de fricción más duro
	Dilatación de disco favorece la frenada	Menor eficacia en frío
	Facilidad de instalación y cambio de pastillas	Necesidad de freno de mano adicional
		Mayor coste
Tambor	Mayor superficie frenante	Mala evacuación de calor/ Mayor recorrido del pedal
	Posibilidad de usar material de fricción más blando	Alta posibilidad de bloqueo de rueda
	Posibilidad sencilla de freno de mano	Alta probabilidad de sufrir efecto “fading”
	Menor costo	

Por lo tanto, considerando las ventajas que el sistema de freno de disco presenta respecto al de tambor, actualmente la utilización de serie de este sistema en vehículos de calle está mucho más generalizada que la del sistema de freno de tambor, siendo relegada esta última a pequeños vehículos de gama baja, o a la combinación de disco en el eje delantero y tambor en el trasero, en algunos vehículos de gama media con el fin de abaratar costes.

I. Introducción

I.3. HISTORIA DE SISTEMAS DE FRENO EN BICICLETA.

Aunque los primeros vocablos que se referían a un vehículo, con características similares a las que poseen las bicicletas en la actualidad, datan de la edad antigua, no fue hasta el siglo XVIII, posterior a la revolución francesa, cuando en Francia se diseñó un vehículo llamado “*celífero*” que consistía en un bastidor de madera, una almohadilla como asiento y dos ruedas, pero sin pedales, ya que no sería hasta el siglo XIX cuando, conjuntamente, inventores alemanes y británicos, le añadieron al diseño de este vehículo un sistema muy rudimentario de pedales y de dirección que permitía tanto la tracción de la misma sin necesidad de impulsión externa o de desniveles y controlar el sentido de la moviendo la rueda delantera.

Durante todo el siglo XIX, a través de varios inventores, se fueron mejorando y añadiendo los sistemas básicos que caracterizan a éste tipo de vehículo, implementándose así avances y mejoras significativas en la dirección, los pedales, la inclusión de neumáticos en las cubiertas exteriores de las ruedas, además de variar los materiales, que desde el principio se basaron en el uso de la madera para la constitución del bastidor y de las ruedas, sustituyéndolos por diferentes metales, los cuales añadían mayor rigidez al conjunto y disminuían el desgaste del mismo.

Sin embargo, no fue hasta finales del siglo XIX que se incluiría el primer sistema de frenado activo en este tipo de vehículos, ya que hasta la fecha la única manera de detener la bicicleta era por el propio principio de resistencia por rodadura, que consistía básicamente en dejar de pedalear y esperar a que la bicicleta se detuviera por ella sola, o en las bicicletas que eran equipadas con sistema de piñón fijo (pedales montados directamente sobre la rueda) aplicando fuerza en la dirección contraria al pedaleo.

No fue hasta la aparición de los primeros sistemas de transmisión por cadena, que trajeron consigo la utilización de relaciones de multiplicación de giro y con ello un aumento de las velocidades que se podían alcanzar con este tipo de vehículos, que obligó a los diseñadores industriales a elaborar un sistema más novedoso para poder garantizar la detención del vehículo sin asumir grandes riesgos. Es así como nacieron los primeros sistemas de freno de cuchara, que constaba de una goma situada en la periferia de la rueda, y que se desplazaba de forma radial a

I. Introducción

ésta, accionándose a través de palancas situadas en el manubrio (actualmente manillar) la cual, mediante fricción, lograba detener la bicicleta.

Este sistema era potencialmente peligroso, debido a que se basaba en la fricción de la goma con la superficie exterior de la rueda, por lo que estaba sujeta fuertemente a las condiciones del ambiente, ya que, si el suelo estaba mojado, también lo estaría la superficie de contacto con la rueda, disminuyendo así la fricción entre ambos.

Aunque también por esta época se había inventado ya el freno de llanta, o freno de zapatas, que es el más común en bicicletas de todo tipo en la actualidad, el sistema que se implementó de forma generalizada, poseyendo total dominio sobre los demás sistemas, desde el momento de su invención y durante toda la primera mitad del siglo XX, fue el freno de contrapedal.

Este sistema se implementó hacia finales del siglo XIX, con la llegada de los mecanismos de piñón libre, implantándose dicho sistema en la rueda trasera. El freno de pedal estaba contenido en el buje de la rueda trasera, y debía de ser accionado mediante el cambio de sentido de pedaleo. Este sistema presentaba la ventaja, con respecto al freno de cuchara, que, al ser mucho más suave, proporcionaba un frenado mucho más lineal y uniforme, sin fuertes deceleraciones, y, además, al estar situado en el interior del buje de la rueda trasera, eliminaba el problema del freno de cuchara cuya efectividad estaba fuertemente condicionada por las condiciones ambientales del entorno, especialmente con pavimento mojado. Con este freno no importaba el estado del pavimento, al estar cubierto frenaba con la misma efectividad en cualquier circunstancia. Es por esto que en la mayoría de países del norte de Europa o en Norte América fuera el tipo de freno más utilizado durante la primera mitad del siglo XX, llegándose a conservar el montaje del mismo en algunos modelos aún en la actualidad.

Desde la segunda mitad del siglo XX comenzó a crecer la popularidad de los frenos de llanta, en parte debido a la evolución de la tecnología de las transmisiones, que permitía alcanzar velocidades superiores y debido a la creciente tendencia a la creación de deportes de competición de bicicletas, ya que este sistema de frenado era mucho más ligero y eficaz. También benefició a la implantación de este sistema de frenado, la diferenciación en la producción de bicicletas, de diferentes tipos, según el uso de las mismas (de montaña, de carretera, de ciudad, ...).

I. Introducción

Aunque este sistema es el que sigue predominando en la actualidad, tanto en bicicletas de calle como de competición, existe una creciente tendencia a la implantación de sistemas de freno de disco debido a su mayor efectividad y múltiples ventajas respecto a este último.

Estos sistemas de frenado por disco, similares al que ya están en uso desde hace tiempo en la mayor parte de vehículos a motor, son una tecnología novedosa en el mundo del ciclismo, que ofrece muchas ventajas sobre los demás sistemas que existen en la actualidad. Sin embargo, como en todo sistema recién implantado, existen, todavía hoy, muchos problemas o dificultades técnicas que se deben resolver antes de su implementación masiva. No obstante, se puede aventurar que el desarrollo de tecnología futura en sistemas de frenado en el mundo del ciclismo, irá encaminado a la resolución de los problemas que el sistema de freno por disco presenta y a intentar generalizar su uso como ha sucedido con los sistemas anteriores.

A continuación, se realizará un repaso sobre los diferentes sistemas de frenado que han coexistido a lo largo de la historia en el mundo del ciclismo y sus variantes, detallando tanto el funcionamiento como la composición de cada uno de ellos.

I. Introducción

I.4. TIPOS DE FRENO EN BICICLETA: SISTEMA Y FUNCIONAMIENTO.

I.4.1. Freno de pedal: Aunque este no sea un sistema de frenado en sí, fue la primera opción eficiente que permitía la deceleración o detención del vehículo sin la dependencia únicamente de dejarlo a merced de las fuerzas de rodadura y de inercia, posibilitando así una deceleración en un espacio de tiempo mucho menor. Este sistema empezó a utilizarse a raíz de la fabricación de bicicletas que llevaban incorporado el sistema de pedales sobre el propio buje de la rueda, de tal forma que, si el sistema de pedales giraba, la rueda lo hacía también, y viceversa, fuera cual fuese la dirección. Por ello, el sistema funcionaba aplicando fuerza a los pedales en el sentido contrario de giro de los mismos, con el fin de detener el vehículo. Este sistema era más que suficiente, dado que los modelos de bicicletas de la época no permitían alcanzar elevadas velocidades. [4]

I.4.2. Freno de cuchara: Este fue uno de los primeros sistemas de frenado activo que se desarrollaron. Este sistema, a diferencia de los métodos utilizados anteriormente (pies del ciclista) es el primero que se basa en el principio de fricción entre dos cuerpos para absorber o transformar la energía y lograr así una deceleración del vehículo. Este tipo de sistema de frenado se hizo patente tras la implementación del neumático de caucho duro en las ruedas de estos vehículos. El freno de cuchara consistía principalmente en una varilla anclada al manubrio o manillar, desde la cual, al accionarse, mediante una articulación y un vástago empujador, presionaban una zapata que estaba unida al vástago y colocada en la parte periférica superior de la rueda delantera, la cual, mediante un movimiento rectilíneo en dirección radial a la rueda, entraba en contacto con la superficie exterior de la misma, generando fricción entre los dos elementos, basando así su funcionamiento en el principio de transformación de energía cinética en calor. Para que el sistema fuera eficiente, debían utilizarse materiales que tuvieran un elevado coeficiente de fricción entre sí, usándose normalmente un recubrimiento de cuero en la zapata para que tuviera una elevada fricción con el caucho del neumático.

I. Introducción



Figura 5. Ejemplo de una bicicleta con sistema de freno de cuchara.

Por contrapartida, como ya se ha mencionado anteriormente, la eficiencia de este sistema de frenado depende fuertemente de las condiciones ambientales. Esto se debe a que la zapata entra en contacto con la superficie exterior del neumático, que es precisamente la que a la vez está en contacto con el suelo. Es por ello que si el terreno sobre el que se circula no está en perfectas condiciones o posee impurezas de cualquier tipo (bien sea agua, grava, barro, ...) éstas se quedarán adheridas a la superficie del neumático, y se creará una película entre la zapata y la superficie del neumático que disminuirá el coeficiente de fricción entre las dos superficies, disminuyendo así la eficiencia de frenado del sistema. Además, al ser la parte exterior del neumático la superficie en la que entraba en contacto tanto la zapata como el suelo, éste sufría un mayor desgaste, por lo que los neumáticos montados en bicicletas con este sistema de frenos eran más susceptibles de necesitar un recambio prematuro.

A pesar de estas deficiencias y de ser un sistema muy rudimentario y obsoleto, muchas bicicletas fabricadas principalmente en países en vías de desarrollo, continuaron montando este sistema hasta mediados de la década de 1980, debido en parte a la simplicidad del sistema y al bajo coste de fabricación del mismo.

I. Introducción

I.4.3. Freno de varilla: El sistema de freno de varilla cambiaba de concepto, respecto al freno de cuchara, en cuanto a que la superficie de contacto entre la zapata o la correspondiente parte del freno con la rueda, ya no se producía en la superficie exterior de la misma, sino que esta vez se producía en la superficie interna y lateral de la llanta. Como similitud con el freno de cuchara, tiene que el sistema constaba de una serie de varillas o vástagos empujadores, pivotes y articulaciones, mediante los cuales transmitía el movimiento de accionamiento de la palanca de freno situada en el manillar o manubrio, hasta las zapatas, situadas, esta vez, en la superficie interior de las llantas.

Este sistema tiene como peculiaridad que, debido al tipo de zapatas que utiliza, siendo ahora dos en cada rueda, y presionando desde el interior la llanta por cada lateral de la misma, necesitaba ser montado sobre un tipo de llanta particular: *llanta tipo Westwood* la cual estaba dotada de una superficie interna (superficie de frenado) ligeramente cóncava y que carecía de la superficie lateral plana requerida por los frenos que se aplican mediante zapatas a ambos lados de la llanta.

Este sistema de frenado tiene una complejidad constructiva al realizar el diseño para el freno de la rueda posterior, debido a la necesidad de permitir la rotación donde la horquilla se une al tubo frontal del cuadro. A pesar de alguna complicación de montaje de este tipo, el sistema en general está caracterizado por una excelente fiabilidad en el funcionamiento y elevada durabilidad de sus componentes. Otra ventaja que supone el uso de varillas o vástagos, es que tanto la sustitución como la regulación de los ajustes entre piezas (dependiendo de la fuerza de frenado que se quiera ejercer) se puede realizar de forma simple incluso con herramientas de mano.

Este sistema es muy popular, todavía hoy, en bicicletas de estilo clásico (es muy común una combinación de freno de varilla en la rueda delantera y de contrapedal en la trasera) utilizadas para circulación en algunas ciudades del norte de Europa en las que el medio más utilizado para desplazarse por dentro de las ciudades es la bicicleta.

I. Introducción



Figura 6. Ejemplo de una bicicleta con freno de varilla.

I.4.4. Freno de contrapedal: Este sistema de frenado varía respecto a los mencionados anteriormente ya que la ubicación de este en la bicicleta se encuentra en el interior del buje de la rueda trasera. Este tipo de freno, se inventó hacia finales del siglo XIX, como una modernización de las bicis de piñón fijo.

El principio de funcionamiento de este sistema consiste principalmente en invertir la dirección de giro de pedaleo, es decir, pedalear “hacia atrás”. Al realizar esta acción, uno de los componentes que se encuentra en el interior del buje trasero, el freno, que consiste en una especie de plato de embrague, se desplaza axialmente entrando en contacto con otro plato, los cuales, al ser uno unido al sistema de freno, y por lo tanto estático, y el otro girando solidariamente con la rueda trasera, mediante la fricción y la diferencia de velocidades tienden a igualarse logrando así reducir la velocidad del “plato” solidario a la rueda, y consecuentemente, deteniendo así la rueda y por tanto la bicicleta entera.

Este sistema tiene ciertas ventajas respecto a los sistemas vistos hasta ahora. Por un lado, al estar ubicado el sistema entero en el interior del buje de la rueda trasera, su eficiencia

I. Introducción

de frenado no depende de las condiciones ambientales como la lluvia, ya que estará protegido en todo momento de exterior. Es por ello que es un sistema muy utilizado en bicicletas de uso urbano en algunos países del norte en los que es muy frecuente encontrarse bajo condiciones climatológicas adversas que podrían disminuir la eficacia de otros sistemas de frenado. Por otra parte, es cierto que por la sencillez del mecanismo y por la escasa fricción que se genera entre los componentes especificados para ello, es un sistema que requiere de poco mantenimiento. Por último, mencionar también, que al requerir un desplazamiento axial para que se produzca el contacto entre componentes, este se realiza de manera muy progresiva, proporcionando así una frenada muy suave.

Sin embargo, no solo son ventajas lo que posee este sistema de frenado, también existen algunos inconvenientes, entre ellos el aumento del tiempo de reacción de frenado, ya que implica más tiempo invertir el sentido de pedaleo en ambas piernas, que tirar de una palanca en el manillar, como se ha visto anteriormente. Otra desventaja, es que, al estar ubicados en el interior del buje, poseen muy mala refrigeración, por lo tanto, no sería un buen sistema para realizar trazados con fuertes frenadas. También, que, al ir ligado su mecanismo a la cadena de transmisión, si esta sufriera cualquier percance y quedara inutilizable, tampoco se dispondría de freno en la bicicleta.

I. Introducción



Figura 7. Ejemplo de una bicicleta con freno de contrapedal.

I.4.5. Freno de tambor: Como ya se ha hablado en apartados anteriores acerca del sistema de freno de tambor, éste comenzó a utilizarse en todo tipo de vehículos desde que fue inventado a principios del siglo XX, debido a las elevadas prestaciones que era capaz de otorgar, respecto a los demás sistemas de la época, instaurándose no solo en vehículos motorizados, sino también en otros tipos, como las bicicletas.

Si se recuerda el funcionamiento de este sistema, consistía en un sistema de zapatas ubicadas en el interior de un tambor o carcasa que gira solidariamente con la rueda, y que al accionar el freno (de forma mecánica, mediante una palanca en el manillar y un cable metálico actuando como tensor) dichas zapatas se desplazaban en sentido radial hacia el exterior, entrando en contacto con el tambor, el cual, mediante la fricción generada, desaceleraba.

Este sistema, igual que el de contrapedal, está ubicado en el interior del buje, solo que su accionamiento es mecánico (o hidráulico en vehículos grandes) mediante el accionamiento de una palanca ubicada en el manillar y transmitiéndose el movimiento por un sistema de cables metálicos, lo cual propicia que se desvanezca este aumento en el tiempo de reacción que se ha explicado en el sistema anterior, que debía accionarse mediante el cambio de sentido del

I. Introducción

pedaleo. Del mismo modo que el sistema de contrapedal, al estar ubicado en el interior del buje posee las mismas ventajas que éste, ya que su eficacia no dependerá de las condiciones de su entorno, sin embargo, también poseerá los mismos problemas debidos a la falta de evacuación de calor en condiciones de trabajo muy exigentes.

I.4.6. Freno de calíper: Este sistema de frenado, a diferencia de los anteriores es un sistema ubicado en el exterior, concretamente en el extremo superior de la rueda, y que basa su funcionamiento en el contacto de las pastillas de freno sobre la superficie lateral de la llanta. Este sistema consta únicamente de dos brazos unidos entre sí y al chasis mediante un punto de apoyo, generalmente un tornillo que permite la rotación de los brazos entre ellos, y respecto del chasis. Unidas a la parte interior de estos, se encuentran las zapatas o pastillas, las cuales se ubican a ambos lados de la llanta, con la forma de ésta.

El funcionamiento del sistema se produce cuando al accionar la palanca de freno ubicada en el manillar, ésta tira de un cable, comunicado con ambos brazos de, los cuales rotan respecto a su punto de apoyo, cerrando las zapatas sobre la superficie lateral de la llanta provocando una deceleración debido a la fricción entre ambas superficies.

Aunque este sistema tiene la ventaja, respecto de los sistemas de freno de buje, de tener una buena evacuación de calor, ya que está ubicado en el exterior, no es tan buena como en los sistemas de freno de disco que también se encuentran en el exterior de la bicicleta, ya que las zapatas, que son el componente que entra en contacto directo con la llanta y que por tanto está sometido a la mayor carga térmica del conjunto, generalmente suelen estar fabricados de materiales como carbono (por su coeficiente de fricción con el acero o aluminio de la llanta) el cual posee una deficiente capacidad de disipación calorífica. Por otra parte, también tienen el problema de que la eficacia de frenado depende directamente del entorno, ya que este definirá las condiciones de trabajo de la llanta (agua, polvo, ...). [5]

I.4.7. Freno de cantilever: Este sistema de frenado, se basa en el mismo principio de funcionamiento que el freno de Calíper, ya que consta de dos brazos unidos por un punto de apoyo o rotación, los cuales llevan en su parte interna unas zapatas, las cuales entran en contacto con la llanta mediante accionamiento mecánico por cables metálicos o tensores, desde la palanca situada en el manillar. Aunque este sistema se base en el mismo principio de funcionamiento que el anterior, existen algunas diferencias constructivas, que, sin embargo, no alteran el funcionamiento el mismo.

I. Introducción

La principal diferencia es la posición relativa entre los puntos de apoyo y rotación de los brazos respecto al resto del sistema, realizándose, por lo tanto, un tipo diferente de palanca, además de poseer dos puntos de anclaje al chasis, uno por cada brazo, en lugar de un único punto como en el sistema de Caliper. Del mismo modo, posee las mismas ventajas e inconvenientes que el sistema de Caliper.

I.4.8. Freno V-Brake: Este sistema, al igual que los dos anteriores, es un sistema de freno de llanta, que se basa en el mismo principio de funcionamiento que estos, con algunas diferencias constructivas, pero que no alteran el funcionamiento del conjunto respecto a los sistemas anteriores. Igual que el sistema de Cantilever, posee dos puntos de apoyo o rotación, uno por cada brazo, accionándose de la misma forma explicada previamente.

También está sujeto a la misma serie de ventajas e inconvenientes que los dos sistemas de frenado anteriores, por la gran similitud constructiva y de funcionamiento entre ellos.

Por la alta efectividad de frenado y la facilidad de montaje y mantenimiento, este tipo de freno es el utilizado mayoritariamente en la actualidad en el mundo del ciclismo tanto profesional como amateur.



Figura 8. Ejemplo de un freno V-Brake.

I. Introducción

I.5. FRENO DE DISCO EN BICICLETA: VENTAJAS Y COMPARATIVA.

Por último, se profundizará acerca del sistema de frenado por disco, ya que es este sistema sobre el cual se basará principalmente este trabajo de final de grado. Ya se ha hablado sobre este sistema, definiendo sus partes y su funcionamiento, además de su implantación en el mundo del automóvil.

En este apartado se hablará sobre su adaptación al mundo del ciclismo, y la tendencia a su progresiva implantación en los últimos años, debido principalmente a las ventajas que presenta respecto a los sistemas de frenado convencionales usados comúnmente en el ciclismo.

Para finalizar se analizarán algunas de las complicaciones que presenta el montaje de este sistema en una bicicleta, además de los potenciales peligros que atañe, con el fin de proponer algunas mejoras y hacer de este sistema una alternativa viable.

I.5.1. Freno de disco: Este sistema, como ya se ha explicado anteriormente, consta de un disco metálico, el cual gira solidario a la rueda, en un extremo del cual hay una mordaza, que lleva alojadas en su interior dos zapatas (una a cada lado del disco) que presionarán el disco, y por esfuerzo de fricción absorberán energía cinética de la bicicleta, logrando así una deceleración.

Además, por el diseño característico que presenta este sistema, existe la posibilidad de que el sistema de transmisión de movimiento desde el accionamiento hasta el freno no sea mecánico, sino hidráulico, igual que el utilizado en los vehículos a motor, ganando así una mayor transmisión de fuerza desde el accionamiento hasta el freno, generando una mayor potencia de frenado.

Aunque en el mundo de la automoción hace ya algún tiempo que empezaron a usarse, debido a su mayor eficacia respecto a otros sistemas de frenado, en el ciclismo aún no está totalmente introducido debido a una serie de dificultades de diseño que presenta respecto a otros sistemas más simples como los frenos de llanta. [6]

I. Introducción

Algunas de las ventajas que presenta el incorporar un sistema de freno de disco, de accionamiento hidráulico, en una bicicleta son:

La mejor capacidad de autolimpieza del disco, ya que este tiene mecanizados una serie de agujeros a lo largo de su superficie, que permiten una mayor limpieza del disco al generar fricción con las pastillas, haciendo este sistema menos vulnerable a la pérdida de eficiencia de frenado ante posibles situaciones de adherencia al disco de suciedad, barro, agua, ...

Aunque cualquier conjunto mecánico que provoque un desgaste entre sus elementos durante su funcionamiento, requiera de cierto mantenimiento, incluyendo reparaciones y sustituciones (de lo cual no está exento ninguno de los sistemas de freno empleados hasta la actualidad), la complejidad de mantenimiento en un sistema hidráulico (suponiendo el uso de este tipo de accionamiento en el sistema de freno de disco) es mucho menos significativo, debido a que éste se reduce a la comprobación del buen estado de los manguitos y al periódico sangrado del líquido de frenos para eliminar posibles burbujas o impurezas. Por el contrario, en el sistema de freno de zapata, el mantenimiento pasa por la sustitución de tornillos, cables y camisas (además de las zapatas, las cuales también se incluyen en el freno de disco) debido a la fatiga de los materiales, causada por el uso constante de estos componentes.

Menor complejidad mecánica, debido a que los sistemas de freno de disco con accionamiento hidráulico cuentan con un considerablemente menor número de componentes, lo cual induce a una menor posibilidad de fallo.

Aunque se sufra un accidente en carrera, que afecte a la llanta descentrándola, el sistema no sufrirá ninguna variación en su rendimiento, ya que el sistema de frenado funciona con independencia de la llanta. [7]

Posee una menor superficie frontal, lo cual favorece el rendimiento aerodinámico de la bicicleta.

Mayor potencia de frenado. El sistema de freno de disco proporciona una mayor potencia de frenado que los sistemas tradicionales de freno de llanta, llegando incluso a frenar hasta un 40% más rápido en situaciones de emergencia, según pruebas y estadísticas de diferentes fabricantes. Esto presenta una mejora significativa en cuanto a comodidad del ciclista se refiere, ya que con mayor potencia de frenado no es necesaria la aplicación de tanta fuerza sobre el accionamiento, mejorando la ergonomía y comodidad del usuario sobre el vehículo, ya

I. Introducción

que con los frenos de llanta tradicionales se tendrá que aplicar una fuerza muy superior, debilitando así a la larga los brazos y el cuerpo, que estarán en tensión durante más tiempo.

Se tiene un mayor control sobre la frenada, ya que el tacto en el freno de disco hidráulico es más gradual y suave que un freno de llanta. Además, al no necesitar aplicar tanta fuerza sobre el accionamiento, se tiene mayor estabilidad y control sobre uno mismo y sobre el vehículo, permitiendo un mayor control y estabilidad durante la frenada.

Con el uso del sistema de freno de disco, se suprime la limitación del uso de diferentes grosores de neumático, debido a que la limitación del montaje de estos en la bicicleta responde a la posibilidad de que “pase” a través de las pinzas de freno. Sustituyendo este elemento por el disco, se soluciona el problema, y permite el desarrollo de nuevos estándares de neumáticos, con mayor comodidad y fiabilidad, inviables hasta la fecha.

Los discos de freno, por su localización, tienen menos probabilidades de acumular “suciedad” como agua o barro, ya que están montados sobre el eje de la rueda y esto implica una más que prudente distancia de separación del suelo, que es donde se encuentran estos elementos. Por el contrario, en los sistemas de freno por zapata convencionales, al ser la superficie de frenado la zona más periférica de la propia llanta, y estar localizada más próxima al suelo, hacen de esta una superficie propensa a la acumulación de “suciedad” con los subsecuentes peligros para la eficacia de frenada que esto atañe.

Algunos sistemas de freno de disco cuyo sistema de accionamiento es hidráulico poseen la posibilidad de autoajustarse, variando la presión del circuito hidráulico, para adaptarse al desgaste de las pastillas y del disco, sin apenas variar el comportamiento del freno, a diferencia de los frenos de zapata, los cuales, accionados mecánicamente, se resienten ante el desgaste de sus componentes de fricción, disminuyendo su eficacia y el recorrido del manguito de accionamiento.

El uso de frenos de disco en la bicicleta, permite descargar de responsabilidad la superficie lateral de la llanta, en la cual, como medida de seguridad activa, se pueden instalar algunos elementos como bandas reflectantes, lo cual resultaría imposible utilizando frenos de zapata.

Mayor seguridad en situaciones críticas, ya que en los frenos de llanta tradicionales se producen grandes pérdidas de eficacia ante situaciones con climatología adversa, es decir, agua,

I. Introducción

barro, ... ya que la superficie lateral de la llanta es muy susceptible de acumular estos elementos, además de la pérdida de eficacia por sobrecalentamiento de las zapatas, las cuales no tienen una buena capacidad de disipación de calor. Estos problemas se omiten con el uso de sistema de freno de disco, ya que su elevada disipación calorífica y su capacidad de autolimpieza ofrecen una potencia de frenado constante en cualquiera de estas situaciones.

El incorporar un sistema de freno de disco en la bicicleta brinda la posibilidad de fabricar llantas con menor refuerzo en la zona lateral, ya que esta superficie no tendrá que soportar la fuerza de frenado. Por lo tanto, se tendrán ruedas con menos masa periférica, lo cual favorecerá la aceleración (por menor efecto de la inercia).

Por otra parte, también existen algunos problemas derivados del uso de este sistema de frenado respecto al sistema tradicional de zapatas:

Existe una diferencia de peso favorable a los sistemas de freno por zapata, debido al menor tamaño de los componentes usados para constituir el freno, y el poco uso en estos de materiales metálicos, que, a diferencia de los sistemas de freno de disco, es elevado.

Existe una mayor complejidad de montaje de los componentes del sistema de frenado en la rueda, y por lo tanto esto hace que se requiera un mayor tiempo de desmontaje y montaje de la rueda en el caso de que se necesitara la sustitución de la misma en plena marcha.

Debido a la elevada eficacia de frenado del sistema de freno de disco, ligado a (generalmente usado) un sistema de accionamiento hidráulico, facilitan enormemente la posibilidad de bloqueo de la rueda sin la aplicación de una excesiva fuerza en el accionamiento, lo cual puede converger en una situación crítica en carrera, con un elevado riesgo de pérdida de control de la bicicleta.

Otro problema que deriva del montaje del sistema de freno de disco, es la generación de vibraciones en la llanta. Para paliar este efecto, se recurre a la utilización de ejes pasantes de mayor grosor y complejidad de fijación y montaje, lo cual acaba siendo un problema ya que se incrementa el peso del sistema y el tiempo de recambio de la rueda en plena marcha.

El sistema de freno de disco, por su mayor tamaño y mayor número de componentes, posee una mayor superficie expuesta tanto frontal como lateral. Además, como las fuerzas generadas en el frenado, montando un sistema de freno de disco, son más elevadas, y derivan

I. Introducción

un mayor esfuerzo hacia la llanta, esta tiene que ser reforzada, normalmente con un mayor número de radios o un mayor grosor de los mismos, lo cual es un factor que altera considerablemente la superficie lateral de la bicicleta. Esta mayor superficie expuesta se traducirá en una mayor resistencia aerodinámica a elevadas velocidades, que supondrá una resistencia al avance elevada en comparación con el sistema tradicional de freno por zapatas. También existirá una gran inestabilidad en la bicicleta frente a vientos laterales, debido a la gran superficie del disco, que producirá una gran zona de presión lateral.

Una de las razones que crea rechazo a la hora de instalar un sistema de freno de disco en una bicicleta, es la aún enorme diferencia de precios entre este y los tradicionales sistemas de freno de zapatas. Esto es debido, principalmente, a la escasa popularización del uso del sistema de freno de disco, ya que hasta que este sistema no esté más generalizado, y, por consecuente, posea una mayor cantidad de producción, seguirá sin abarataarse el coste de adquisición de este producto. [8]

Una de las principales desventajas respecto a los sistemas de frenado por zapatas y la razón por la cual hasta la fecha no se ha aprobado el uso de los sistemas de freno de disco en la competición, es el peligro que atañe la superficie expuesta del disco metálico de freno, el cual, al contar con pocos milímetros de espesor, se convierte en un peligro para los ciclistas en caso de accidente o colisión, ya que este componente a altas velocidades se convierte en una “cuchilla” capaz de provocar serias heridas.

A continuación, se expone un estudio comparativo, realizado por el fabricante de bicicletas MMR, en la cual se muestran los resultados obtenidos en diferentes pruebas, realizadas con una bicicleta con un sistema de frenado de zapatas (freno de llanta) y con una bicicleta que incorpora un sistema hidráulico de frenado por disco, con el fin de cuantificar numéricamente la diferencia de comportamiento de estos dos sistemas, para poder contrastar los resultados y poder determinar cuál será más eficiente. [9]

I. Introducción

<i>adrenaline</i>			FRENO LLANTA	FRENO DISCO
INICIO PRUEBA (1537 m):				
TEMPERATURA LLANTA:	16,7	°C	16,2	°C ✓
PRESIÓN NEUMÁTICOS:	8,3	Kg/cm ²	8,2	Kg/cm ² ✓
FINAL PRUEBA (694 m):				
TEMPERATURA LLANTA:	▲ 40,0	°C	▲ 17,1	°C ✓
PRESIÓN NEUMÁTICOS:	▲ 9,2	Kg/cm ²	▲ 8,3	Kg/cm ² ✓
VELOCIDAD MÁXIMA:	78,2	Km/h	81,4	Km/h ✓
DECELERACIÓN MÁXIMA:	0,36	g	0,46	g ✓

Figura 9. Resultados obtenidos durante un descenso prolongado (bajada de un puerto de montaña)

<i>adrenaline</i>			FRENO LLANTA	FRENO DISCO
Nº MEDICIONES:	8		8	
PROMEDIOS:				
TIEMPO DE FRENADO:	5,6	s	4,3	s ✓
DISTANCIA DE FRENADO:	29,1	m	27,6	m ✓
DECELERACIÓN:	0,61	g	0,62	g ✓
DEGRADACIÓN DEL NEUMÁTICO:	ALTA		BAJA	✓

Figura 10. Resultados obtenidos en un frenado de emergencia (hasta la detención de la bicicleta)

Tras la obtención de los resultados medidos, queda patente que los frenos de disco son la mejor solución ante los problemas derivados de la exigente potencia de frenada demandada en descensos prolongados, además de los problemas de calentamiento del freno. También como existe una notable mejora en la utilización de este sistema de frenado, ante frenadas de emergencia.

Por otra parte, también se puede observar como el sistema de freno de disco es mucho más respetuoso con el desgaste de los neumáticos.

I. Introducción

I.6. CÁLCULO DEL PAR DE FRENADO EN UN FRENO DE DISCO.

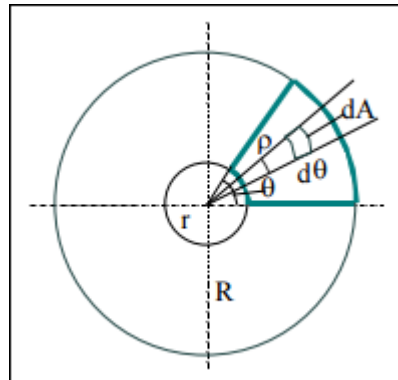


Figura 11. Representación esquematizada de las variables que intervienen en el cálculo del par de frenado.

En primer lugar, habría que partir calculando la presión **P** ejercida por las pastillas contra el disco, cuyo valor vendría determinado por las características del circuito hidráulico y sobre la fuerza que se ejerce sobre el accionamiento.

Se nombrarán **r** y **R** a los radios interior y exterior del disco respectivamente, y **α** al ángulo que delimitará la sección de contacto de la pastilla con el disco.

La fuerza **N** ejercida por las pastillas será el producto de la presión **P** ejercida por las pastillas al disco por el área **A** de éstas:

$$dN = P \times dA \quad [\text{Ec.1}]$$

Como el área **A** viene definida por los radios inferior **r** y exterior **R**, y por el ángulo **α** que delimitará el área:

$$dA = d(R-r) \times d\alpha \quad [\text{Ec.2}]$$

I. Introducción

Sustituyendo se obtiene la expresión:

$$dN = P \times d(R-r) \times d\alpha \quad [\text{Ec.3}]$$

Como las pastillas se sitúan a ambos lados del disco, ejercerán presión por ambas partes, con lo que se generará el doble de fuerza, y si se añade el coeficiente de fricción μ entre las pastillas y el disco, queda la siguiente expresión:

$$dN_T = 2 \times \mu \times P \times d(R-r) \times d\alpha \quad [\text{Ec.4}]$$

Esta fuerza generará un par de frenado que se podrá obtener mediante:

$$dM = d(R-r) \times dN_T \quad [\text{Ec.5}]$$

Si al área comprendida entre r y R se denomina como C resultará:

$$M = \int_r^R \int_0^\alpha 2 \times P \times dC^2 \times d\alpha \quad [\text{Ec.6}]$$

Lo que resultará:

$$M = 2 \times \mu \times P \times \alpha \times \frac{R^3 - r^3}{3}$$

I. Introducción

I.7. ESTUDIO DE MERCADO.

A fin de conocer la repercusión social que tendrá el producto que se va a diseñar, previamente se realizará un estudio de mercado para conocer qué productos similares hay y qué fabricantes los comercializan o tienen intención de hacerlo.

Si se indaga por internet, por páginas web especializadas en venta de componentes de bicicletas o en diarios o revistas deportivas especializadas en ciclismo, se puede observar como actualmente no existe la posibilidad de compra de productos de las características de la protección para frenos de disco en bicicletas de carrera, ya que hasta este momento no se ha llegado a ningún acuerdo todavía entre las diferentes partes interesadas en la implantación de este sistema (UCI y CPA) en el mundo de la competición.

Sin embargo, existen multitud de artículos de revistas y noticiarios deportivos, que alegan que la llegada de este tipo de productos está cerca, aunque aún falten por ultimar algunos detalles para empezar su producción. Estos detalles dependen, en gran medida, de la llegada a buen puerto de las negociaciones entre la Unión de Ciclistas Internacional (UCI) y la Asociación de Ciclistas Profesionales (CPA) para la instauración de los sistemas de discos de freno en las competiciones de carrera, con sus pertinentes medidas de seguridad.

Este producto está fuertemente ligado a las necesidades o requerimientos en las competiciones de ciclismo de carrera, ya que es aquí donde realmente se necesitan de forma más urgente estas protecciones debido a la elevada tendencia de los ciclistas en dichas competiciones de formar un “pelotón” con el fin de mejorar la eficiencia y el rendimiento de la marcha. Es por ello que, ante posibles accidentes, sean los ciclistas que se encuentran formando parte de estos pelotones tan numerosos y a veces tan “compactos” los más susceptibles de sufrir daños con estos sistemas ante caídas o accidentes en grupo, debido a la escasa separación entre unos y otros.

Fuera de las competiciones, en el uso de calle de bicicletas de carrera, también se pueden apreciar pequeños pelotones que circulan por las carreteras, no obstante, estos son menos numerosos y existe mayor separación entre sus integrantes, debido a la ausencia de carácter competitivo de estas marchas. Es por ello que, en estas circunstancias, los ciclistas, no son tan susceptibles de sufrir daños a causa de los sistemas de freno de disco en caídas en grupo, con lo que rara vez se escucha a algún ciclista amateur hablar sobre la necesidad de la

I. Introducción

implantación de estos sistemas en los frenos de disco (ya bastante generalizados) en las bicicletas para uso de calle.

Es por esta razón que la necesidad de implantar un sistema de protección como el que se pretende diseñar, viene prefijada por el ciclismo profesional, y sus decisiones sobre las normas de carrera, con lo cual, al no haberse llegado a ningún acuerdo aún entre las diferentes partes interesadas, no se ha empezado la fabricación de este tipo de componentes por ningún fabricante.

Sin embargo, como la ultimación de detalles y la llegada a un acuerdo parece inminente entre ambas partes, algunas de las casas de fabricantes de componentes para bicicletas de carrera ya han empezado a mostrar algunos prototipos (sin testar), de lo que sería el concepto de una protección del disco de freno.

Algunos ejemplos de fabricantes que están presentando diversos prototipos, serían el fabricante italiano T°Red, el cual ya ha dado a conocer los detalles de algunas protecciones que están empezando a diseñar y montar (de forma provisional) en algunos de sus modelos, concretamente para discos de 140 y 160 mm. Estos prototipos se componen de dos piezas y van anclados al eje de la rueda, adaptándose perfectamente a éste, eliminando la necesidad de cambiar las piezas de la bicicleta si se desea montar esta protección.

Los primeros prototipos para pruebas en algunos modelos de bicicletas se están empezando a fabricar con carbono reforzado de PLA, mediante impresión 3D. Sin embargo, el diseño final enfocado a la venta al público estará conformado por fibra de carbono. [10]



Figura 12. Prototipos de protecciones presentados por la marca T°Red

I. Introducción

Otro ejemplo de fabricantes que están ya preparando algunos bocetos para llevar la delantera en el mercado, inmediatamente sea aprobado el uso de estos componentes en competición, es la conocida marca Tune. Los prototipos desarrollados por este fabricante, a diferencia de los modelos preliminares de T°Red, van anclados a la estructura del cuadro de la bicicleta, y no cubren la totalidad del disco, sino sus partes más críticas o expuestas. Aunque esto haga de la protección un elemento un poco más vulnerable que los anteriores, tiene la ventaja de que permite una mayor refrigeración del disco de freno.

Este fabricante ha dado a conocer que desea empezar su producción en masa y venta al público sobre el mes de septiembre de este año, y aunque estos primeros prototipos estén fabricados de materiales poliméricos mediante impresión en 3D, los modelos de venta al público llegarán, también, en fibra de carbono. [11]

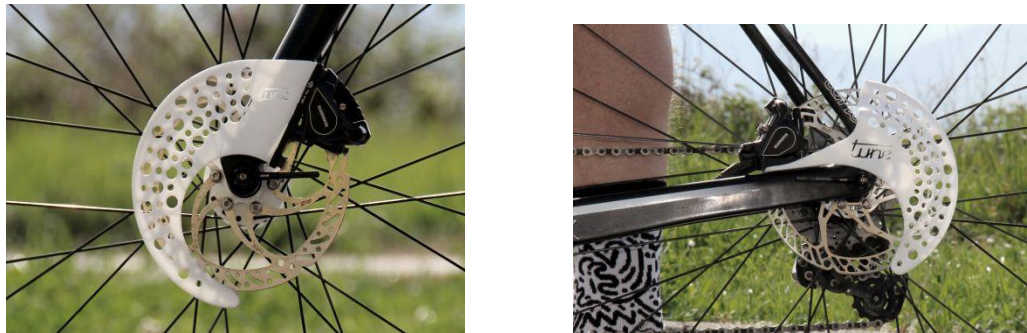


Figura 13. Prototipos de protecciones presentados por la marca Tune

Por otra parte, se puede encontrar de forma más común desde hace algún tiempo, protectores de disco de freno para motocicletas, los cuales son un componente bastante conocido en la actualidad. Sin embargo, aunque el diseño de este componente sea muy parecido, las necesidades que llevaron a la implementación de estas protecciones en motocicletas fueron bastante distintas, entre ellas: cubrir el disco para evitar la entrada de suciedad y objetos de pequeño tamaño, o el mantenimiento de la temperatura necesaria en discos carbocerámicos.

I.8. PROTECCIONES DE DISCO DE FRENO EN MOTOCICLISMO.

Para la realización de los futuros diseños de la protección de bicicleta, se ha observado, que, aunque con finalidades distintas, en el mundo del motociclismo, más concretamente del moto cross, se llevan usando protecciones de las mismas características desde hace algunos años, incluso en competiciones oficiales.

Estas protecciones, se basan en el recubrimiento de toda la superficie tanto frontal como lateral del disco, contando siempre con algunos agujeros realizados de forma intencionada que permitan la correcta refrigeración del disco que alojan en su interior.

El concepto del diseño de la protección, en el mundo del motociclismo, aunque no estén orientadas a cubrir exactamente las mismas necesidades, tienen un diseño muy similar a los primeros prototipos de protección presentadas por algunos de los principales fabricantes de componentes en el mundo del ciclismo.

Uno de los principales objetivos, o necesidad, que se desea satisfacer mediante la implementación de la protección en los discos de freno en el mundo del motociclismo sería evitar la posible suciedad que pueda quedar adherida tanto en el disco, como en las pastillas o el cáliper.

En el motociclismo, concretamente las competiciones de moto cross, se suelen realizar habitualmente en circuitos de tierra, barro, grava,... Es decir, en todo tipo de terrenos susceptibles de generar suciedad y esta quedar adherida a diferentes partes de la motocicleta. Una de estas partes de la motocicleta a la que más probabilidad hay de que quede pegada algún tipo de suciedad, por el factor de proximidad al suelo, es el sistema de freno, el cual se encuentra alojado en la rueda.

En caso de que suceda esto, el hecho de que tanto en el disco o en las pastillas pueda quedar “pegado” barro, o algunas de las diminutas piedras de las que está formada la gravilla, significaría una situación potencialmente peligrosa, debido a que no solo podría afectar de forma significativa la eficacia de frenado, sino que se podría dañar de forma irreparable alguno

I. Introducción

de los componentes que conforman el sistema de freno, dejando así al piloto a merced de la suerte en plena competición.

Por ello, una protección que cubra la práctica totalidad de las superficies del disco y de los elementos restantes que conforman el sistema de frenado, es fundamental para no comprometer la seguridad del piloto en competiciones realizadas en ese tipo de terrenos tan peligrosos.

Por otra parte, de forma similar a los requerimientos impuestos en el ciclismo, este tipo de protección también debe asegurar la integridad de los pilotos, frente a posibles situaciones, bien de cortadura por impacto o roce con el disco del sistema de freno, o bien por posibles quemaduras debido al contacto con los discos y a las elevadas temperaturas que llegan a alcanzar estos.

Este tipo de protecciones, en motociclismo, suelen estar compuestas por dos partes: una pequeña parte interior hecha de aluminio y fijada al eje pasante del buje de la rueda, y otra exterior, normalmente conformada por algún material compuesto (suelen ser de fibra de carbono) la cual va anclada a la pieza interior, y es la que se encarga de la protección del disco.

Por una parte, la pieza interior, que está unida al eje de la rueda, y está hecha de aluminio, es la que se encargará de la fijación y sustentación de la pieza exterior de la protección. Además, debido al sistema de anclaje entre ambas partes de la protección, realizada por tornillos de cabeza avellanada, permite realizar el mantenimiento necesario tanto de la rueda como del sistema de frenado, sin tener que proceder al desmontaje completo de la protección.

I. Introducción



Figura 14. Parte interior (arriba) y exterior (abajo) de la protección de una motocicleta de cross.

Por otro lado, la parte exterior de la protección, la cual se encargará de asegurar tanto la limpieza del disco, como la protección del piloto ante posibles roces con este componente, suele estar conformada de algún material compuesto, generalmente fibra de carbono, debido a la baja densidad de este material, y a su elevada resistencia. Como se puede observar, también posee algunas ranuras que permitan el paso de un flujo de aire hacia el interior de la protección para realizar una correcta refrigeración del disco.

I. Introducción

Se puede apreciar la semejanza con algunos de los primeros prototipos diseñados por algunos de los fabricantes de componentes de bicicletas más importantes del mercado mundial.

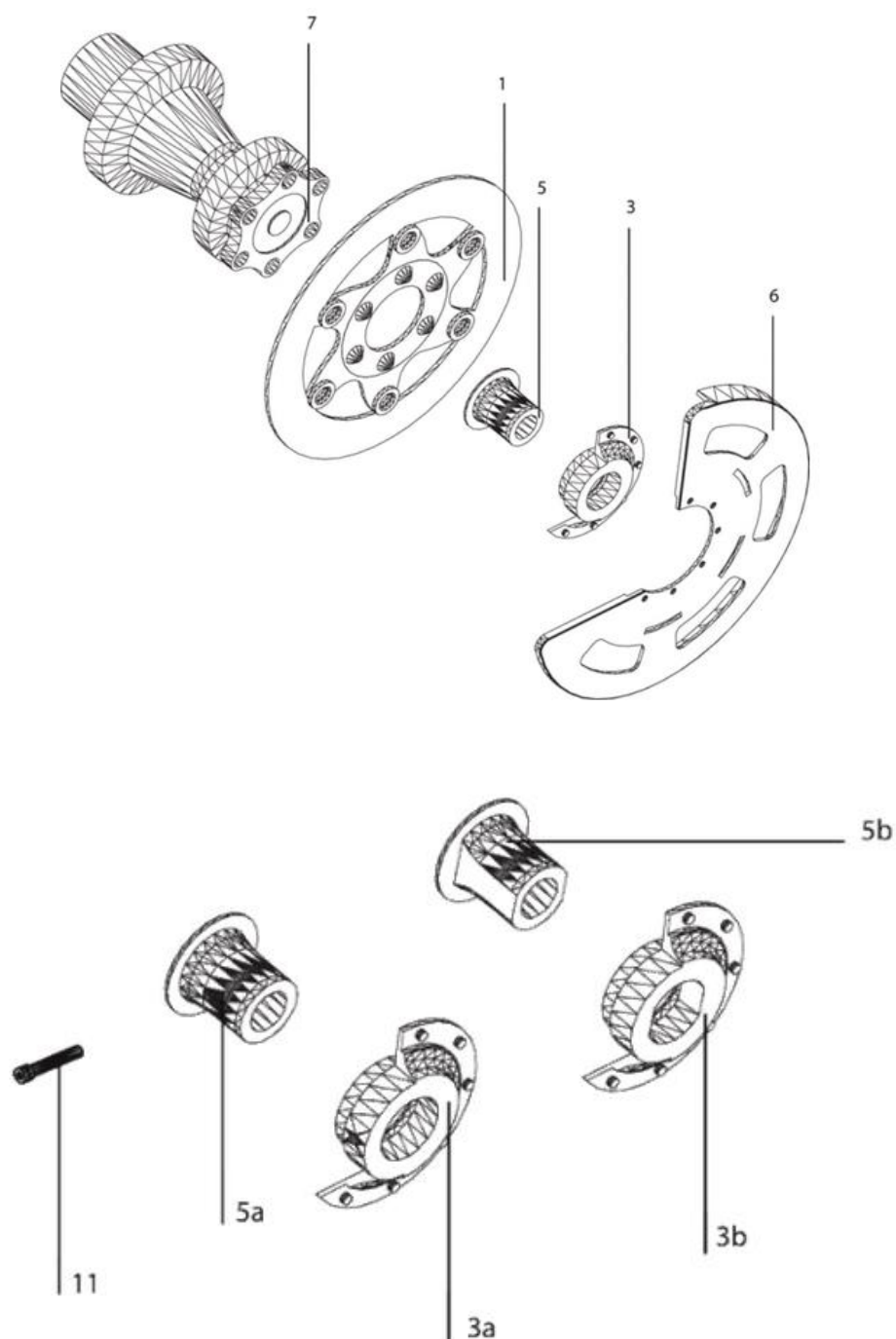


Figura 15. Despiece de los componentes del prototipo de protección de la marca Tºred.

II. OBJETIVOS

OBJETIVOS

II. Objetivos

II.1. OBJETIVO GENERAL.

Aunque el sistema de freno de disco, concretamente hidráulico, se lleva utilizando de forma más generalizada y desde hace algún tiempo en bicicletas de montaña, en bicicletas de carretera no es tan común. Hasta ahora en el mundo del ciclismo de competición se había priorizado en el uso de sistemas de freno de llanta, por su menor peso, con el fin de optimizar el carácter competitivo en las bicicletas. Sin embargo, la constante evolución en los sistemas de freno de disco, y la cada vez más creciente necesidad de disponer de sistemas eficaces, que se adapten a las constantes mejoras técnicas implementadas en el ciclismo, hacen que este sistema haya pasado a ser la mejor opción de montaje en las bicicletas de competición.

Como se ha podido observar en los apartados anteriores, son muchas y muy variadas las ventajas que ofrece el sistema de freno de disco respecto a los frenos de llanta utilizados actualmente en la competición. A día de hoy, se ha llegado a un punto en que la tecnología ha hecho capaz la reducción de tamaño y peso de estos sistemas, hasta hacerlos comparables a los sistemas de freno de llanta tradicionales. Es por ello, que, a prácticamente igualdad de condiciones técnicas, hoy, se plantea el uso del sistema de freno de disco como mayoritario en esta disciplina, ya que las ventajas que ofrece respecto a los sistemas utilizados hasta hoy hacen posible una notable mejora en el rendimiento general de la bicicleta.

El único problema que queda por resolver, antes de la implantación generalizada de este sistema en el mundo de la competición, es la falta de seguridad que denota en su montaje tradicional, debido a la gran exposición del disco hacia el exterior de la bicicleta, ya que este, con apenas unos pocos milímetros de espesor, se puede convertir en un objeto tremendamente cortante frente a una caída de algún miembro del pelotón.

No son pocos los casos acaecidos en que algún miembro del pelotón ha sufrido una caída, y debido al uso de este sistema de freno en su propia bicicleta o en la de algún compañero, haya sufrido daños graves, que de no estar instalado dicho sistema se habrían podido evitar.

Es por ello, que se puede afirmar, que la implementación del sistema de freno de disco sería un avance tecnológico importante en el ciclismo, sin embargo, no puede primar este factor a costa de reducir la seguridad de los deportistas, que verían aumentado el riesgo de sufrir grandes perjuicios en accidentes de relativa poca importancia.

II. Objetivos

Esto ha llevado a plantear la búsqueda de una solución, que permita a la vez avanzar tecnológicamente, sin dejar de lado dar prioridad a la seguridad de las personas. Este dilema se ha presentado a lo largo de la historia en multitud de ocasiones, en las que los avances tecnológicos comprometían el bienestar de los usuarios, sin embargo, siempre las personas han sido capaces de solventar estos problemas. Siempre se ha evolucionado sin dejar de lado la seguridad, ya que éstas siempre deben ir de la mano, en un mundo en que las personas son lo más importante para las personas.

La motivación para la realización de este trabajo ha surgido de la necesidad de instaurar un sistema de seguridad que permita la implantación del sistema de freno de disco, con sus consiguientes ventajas, sin comprometer la salud de los ciclistas. Para ello se ha decidido innovar en el diseño de una protección, que pueda recubrir el disco, ya que es la zona potencialmente más peligrosa, protegiendo así a los ciclistas ante posibles caídas, a la vez que no influya en la eficiencia del sistema.

II. Objetivos

II.2. OBJETIVOS PARTICULARES.

Con el fin de poder realizar una pieza que se adecue a los requisitos exigidos y cumpla con la funcionalidad que se pretende y que se ha descrito previamente, se van a plantear una serie de cualidades que se deben tener como prioridades en el desarrollo del producto:

Tratar de innovar en el diseño de una protección que sea capaz de recubrir toda la superficie del disco, o al menos la mayor parte de ésta, que resulte potencialmente más peligrosa para los ciclistas ante una posible caída o colisión con otras bicicletas.

Buscar que la protección sea resistente, pero a la vez ligera. Para ello se tratará de seleccionar materiales para su fabricación con baja densidad y buenas propiedades mecánicas, ya que se intentará influir lo mínimo posible en el peso de la bicicleta, debido a que, en las competiciones de ciclismo, el peso es un factor que influye de manera decisiva en el rendimiento global de la bicicleta.

Se procurará realizar un diseño, que, a la vez que sea capaz de recubrir toda, o la mayor parte de la superficie del disco, permita, por una parte, no oponer excesiva resistencia aerodinámica para no empeorar la eficiencia de la bicicleta, además de ser capaz de seguir redirigiendo el flujo de aire necesario al interior del disco, para no restringir la refrigeración del mismo, lo cual supondría un empeoramiento de la eficacia de frenado.

Conseguir, mediante la selección de materiales adecuada, que además de ser un componente ligero que no influya de forma excesiva en el peso del conjunto final de la bicicleta, que tenga la suficiente resistencia y tenacidad para soportar la aplicación de fuerzas o impactos, debidos a una posible colisión o caída del ciclista, manteniendo siempre su estanqueidad alrededor del disco, sin roturas o deformaciones que pudieran dejar al descubierto dicho componente.

II. Objetivos

Seleccionar el lugar de montaje óptimo, de forma que tenga una separación respecto del disco suficiente para garantizar que, en caso de impacto o caída, y deformación del mismo, éste no llegue a entrar en contacto con el disco, ya que esto provocaría una fuerza de fricción entre el disco y la protección, frenando así la marcha del ciclista.

Tratar de optimizar, mediante el diseño, tanto el uso de recursos materiales como el proceso de fabricación del mismo, con el fin de hacer económicamente viable, tanto para los equipos de competición como para los usuarios particulares, la adquisición de este componente.

Que el componente, mediante la optimización de su diseño, tenga facilidad de montaje o acoplamiento al chasis de la bicicleta, con el fin de facilitar así su recambio o sustitución durante la marcha, para que el mantenimiento del mismo no suponga una gran merma de tiempo a los equipos en plena competición.

III. DESARROLLO PROYECTO

DESARROLLO PROYECTO

III. Desarrollo proyecto

III.INTRODUCCIÓN

El desarrollo de la pieza se va a realizar, en primer lugar, mediante el modelado de acuerdo a la normativa y los estándares de producción vigentes en modelos de bicicletas de carrera de calle, diseñando también los sistemas y componentes que están en contacto directo con la protección con el fin de que los ensayos sean lo más representativos posible. Seguidamente, se realizarán los diferentes cálculos, según especificaciones de normativa, que servirán para la introducción de los parámetros de cargas en las simulaciones, las cuales se realizarán en los consiguientes apartados, obteniendo así los resultados de tensiones en base a los cuáles se realizará la selección y cálculo del material que mejor se adapte a estas necesidades. Por último, se estudiará el proceso de fabricación más adecuado para la pieza y se analizará su viabilidad económica, siguiendo el transcurso del proceso representado en la figura 16.

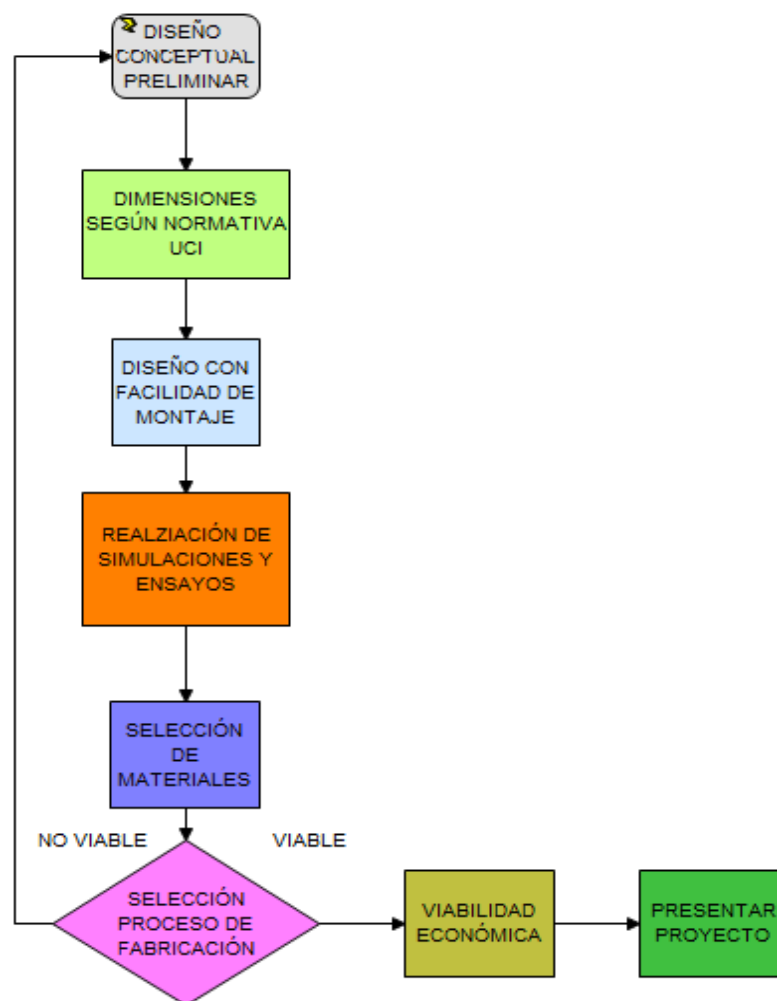


Figura 16. Diagrama de proceso del diseño de una protección de disco de freno en bicicleta.

III. Desarrollo proyecto

III.1. NORMATIVA APLICABLE.

En este apartado se expone la normativa necesaria en la cual se debe sustentar la normalización del producto diseñado en este proyecto, con el fin de que éste sea estandarizado, para cumplir con los requerimientos legales y pueda así, futuramente, ocupar un lugar en el mercado.

Para la realización de este trabajo, concretamente el diseño de la pieza en cuestión, no se ha podido encontrar normativa específica que defina el uso o caracterización de protecciones de freno, debido a que éstas son un producto que aún no se ha implementado de forma generalizada en el mercado, tanto para usuarios particulares de bicicletas de carrera como para equipos de competición en pruebas de velocidad.

Debido a que el producto que se pretende diseñar es fruto de la innovación, y no existe actualmente nada similar que le preceda en el mundo del ciclismo, a excepción de algunos prototipos pertenecientes a algunas casas de fabricantes de componentes de bicicletas, no existe una normativa específica que detalle las características dimensionales ni las propiedades mecánicas que debe poseer el componente, ni siquiera los ensayos o test que se le deben realizar al producto para su validación oficial. Ante esta situación, de falta de reglamento en el que fijarse para realizar el diseño y conformado del producto, se ha optado por intentar adaptar el producto a la normativa que rige la estandarización de los sistemas de freno de disco en bicicletas de carrera, con el fin de no disturbar el comportamiento del sistema de frenado con la implantación del producto en cuestión en la bicicleta.

La norma “*EN – 14781 / 2005 : Racing bicycles – Safety requirements and test methods*” es la norma europea que gobierna el uso de sistema de frenos de disco en las bicicletas de carrera, además de otros sistemas que complementan el funcionamiento de la misma. Los puntos de interés de dicha normativa que son aplicables en este proyecto, son los referentes a las dimensiones y pruebas de comportamiento en condiciones de trabajo de los sistemas de freno de disco.

En este apartado se especifica el diseño de los accionamientos del freno alojados en el manillar y las pertinentes pruebas o test de esfuerzos a realizar para su validación. También se menciona los diferentes métodos de prueba y las dimensiones que deben cumplir el sistema de frenado (la parte que se encuentra en la rueda, y que hace efectiva la deceleración de la

III. Desarrollo proyecto

bicicleta), las pruebas incluyen: pruebas de soporte de cargas, pruebas de eficiencia o rendimiento de frenado (con el sistema solo y con el sistema ensamblado en la bicicleta) en seco y en mojado, pruebas que garanticen la seguridad en el conjunto bicicleta – ciclista con el accionamiento del freno y pruebas de disipación de calor por parte del freno.

Lo que se fijará como objetivo a cumplir en el diseño de la protección, es buscar la forma de que al instaurar el componente en la bicicleta altere en la menor cantidad posible los resultados que se obtienen tras la realización de las diferentes pruebas especificadas por la normativa mencionada anteriormente, con el fin de que resulte irrelevante el hecho de llevar o no la protección del freno de disco respecto al comportamiento del sistema de freno.

Por otra parte, al no haber normativa de aplicación para estandarizar las medidas de la protección que se quiere diseñar, se ha designado como referencia las medidas obtenidas de un fabricante de sistemas de freno de disco en bicicletas de carrera, no de uso profesional. Como las medidas aquí obtenidas son las que determinan las dimensiones de los sistemas de freno de disco que se comercializan en la actualidad, se ha decidido fijar estos valores como estandarizados para el diseño y cálculo de la protección. **[12]**

Aunque posteriormente, tras realizar el modelo, también se ha decidido adaptarlo a las dimensiones de un modelo de bicicleta particular, para el cual se fabricará un prototipo con el fin de comprobar experimentalmente todos los análisis y simulaciones ejecutados en este proyecto y corroborar su veracidad

En principio, el proyecto de la innovación de una protección de freno de disco para una bicicleta de carrera, iba orientado hacia la instauración de este sistema en el mundo de la competición, con la finalidad de que se puedan paliar las deficiencias en el tema de seguridad en la utilización de frenos de disco, y éstos puedan ser aceptados, al final, dejando a un lado la polémica actual. Sin embargo, al no estar aún implantado ningún sistema de esta índole en el ciclismo profesional, y, por lo tanto, carecer de normativa respecto a este asunto, se ha decidido basarse en los sistemas utilizados comercialmente para uso no profesional, asumiendo que, si se aprueba la implantación del uso de sistemas de freno de disco en competición, éstos serán derivaciones de los sistemas utilizados en bicicletas de calle.

III. Desarrollo proyecto

III.2. DISEÑO INICIAL PROTOTIPOS.

III.2.1. Modelo 1 protección delantera.

Cuando la UCI (Unión de Ciclistas Internacional) buscaba la forma de implementar y generalizar el uso del sistema de frenos de disco en las competiciones de ciclismo de carretera, la AIC (Asociación Internacional de Ciclistas), asumiendo el inevitable destino que acabarán teniendo los tradicionales sistemas de freno por llanta, propuso tres normas que los sistemas de freno de disco deberían cumplir para que contaran con la aprobación del pelotón: Que dispongan de un protector que evite el contacto directo con los ciclistas, que se redondeen los bordes para eliminar aristas vivas y que su uso fuera generalizado por todos los equipos participantes en la competición, a fin de no incurrir en desventajas competitivas.

Las dos primeras exigencias pautadas por la AIC, dependerán puramente del diseño de la protección, por ello, se utilizarán estas consideraciones como máximas a alcanzar, a la hora de realizar el diseño del prototipo.

Por otra parte, otras especificaciones que se deben cumplir en el diseño del prototipo, a fin de hacerlo competitivo y no restar eficiencia al comportamiento de la bicicleta en general, a la vez que garantizar la seguridad de los ciclistas son: Buena resistencia ante la aplicación de fuerzas o impactos, que sea tan ligero como sea posible, que no dificulte el proceso de refrigeración del disco de freno, que no permita alojar en el disco suciedad ni pequeños objetos que puedan bloquear el libre movimiento del mismo y que sea fácilmente desacoplable de la estructura de la bicicleta para no perjudicar el proceso de cambio de rueda en marcha.

Teniendo claras estas pautas, y basándose tanto en las medidas proporcionadas por el fabricante de sistemas de freno de disco en bicicletas comerciales SHIMANO, como en los datos obtenidos tras realizar las mediciones correspondientes en una bicicleta de calle la cual se usará como referencia para montar el primer prototipo, se procederá al diseño del modelo usando el software de diseño CAD SolidWorks.

Para el diseño de la protección delantera, se detallará el proceso seguido:

En primer lugar, se procederá a la definición del contorno exterior de la protección, el cual irá comandado por el diámetro exterior del disco de freno que se vaya a utilizar. En este

III. Desarrollo proyecto

caso se realizará el diseño teniendo en cuenta que la bicicleta en la que será montado el prototipo usará un disco de freno de 160mm de diámetro exterior. Por otra parte, también se tiene en cuenta que al diseñarse una protección para un disco de 160mm de diámetro, ésta se podrá utilizar también sin ningún problema para un disco de 140mm de diámetro (ya que estas dos medidas son las más comúnmente utilizadas en bicicletas de carrera), ya que la protección no va anclada, o limitada, a ningún componente que dependa del tamaño del disco.

Como la protección se deberá extraer con facilidad para optimizar el proceso de sustitución o cambio de rueda, y, además, no tendrá que dificultar la eficiencia de refrigeración del disco, se dotará de una holgura entre el exterior del disco y la protección suficiente para que el prototipo cumpla con estas dos exigencias. Por consideraciones propias, esta holgura radial será de 5mm.

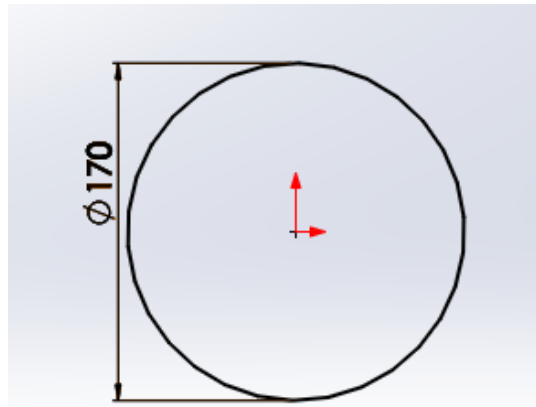


Figura 17. Medida para la extrusión de la carcasa exterior de la protección delantera.

Para que en su interior se pueda alojar el disco y haya espacio suficiente (tras descontar el espesor de la protección) para permitir la correcta refrigeración del mismo, se dejará una holgura entre las superficies laterales del disco y la parte interior de la protección. Sin embargo, aunque esta holgura sea suficiente para permitir una correcta circulación de aire por su interior, no debe ser excesiva, para que, durante el transcurso de la marcha por lugares con gravilla, no se pueda quedar encajada ninguna pequeña piedra entre el disco y la protección que pueda ocasionar fuerzas adicionales de fricción o algún deterioro de los componentes.

Se realizará una extrusión de 9mm.

III. Desarrollo proyecto

A continuación, se extruirá un pequeño cilindro sobre la cara exterior de la protección para que ejerza de separación entre el brazo de la horquilla y el resto de la carcasa, para posibilitar la flexión de la misma ante cargas o impactos, sin entrar en contacto con los demás componentes de la bicicleta. La misma tendrá un diámetro de 70mm y se extruirá 4mm.

También se colocará un cilindro en el centro de la misma, cumpliendo con la función de casquillo para que la protección pueda estar sujeta al eje pasante de la rueda delantera de la bicicleta. Las dimensiones del mismo irán definidas por el eje utilizado en el correspondiente modelo de bicicleta, que en este caso será de 12mm.

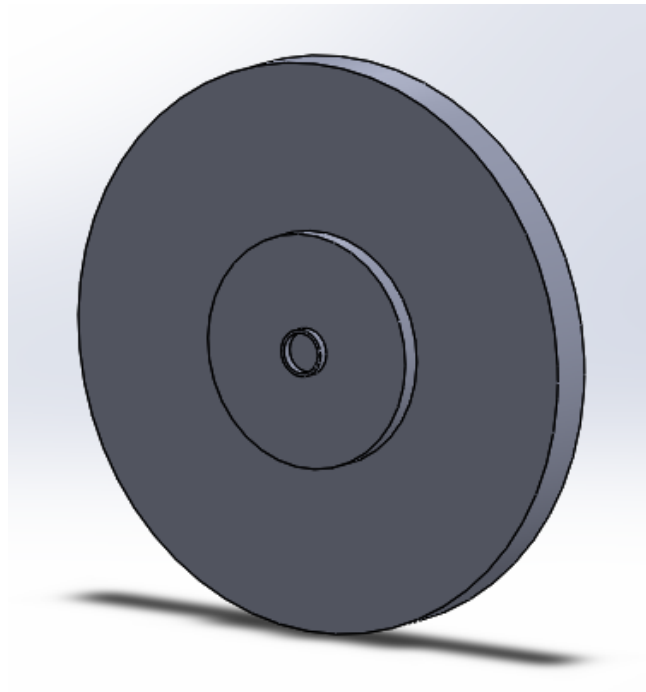


Figura 18. Extrusiones de los diferentes perfiles que conforman la carcasa de la protección.

A continuación, mediante una operación de vaciado se eliminará el material interior de la protección, dejándose “hueca” para posibilitar el alojamiento del disco de freno en el interior de la misma. El espesor que tendrá la carcasa será de 2mm en todas las superficies.

III. Desarrollo proyecto

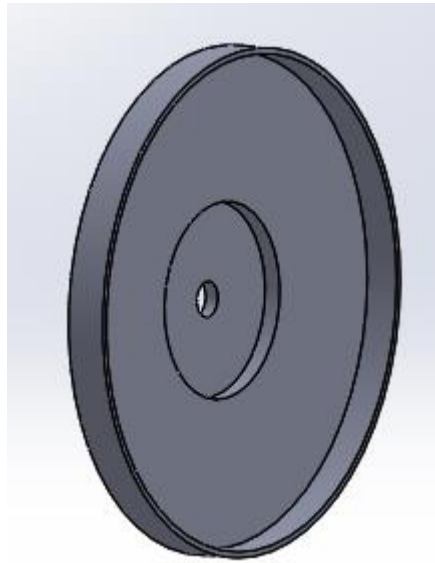


Figura 19. Realización del vaciado por la cara interior de la protección delantera.

Una vez hecho el contorno que tendrá la protección, se procederá a aplicar los redondeos pertinentes en todos los salientes de la carcasa, porque como ya se ha explicado previamente, uno de los requisitos demandados para la implementación de este tipo de protecciones, es la eliminación de aristas vivas, las cuales puedan causar daños a los ciclistas ante caídas o choques.

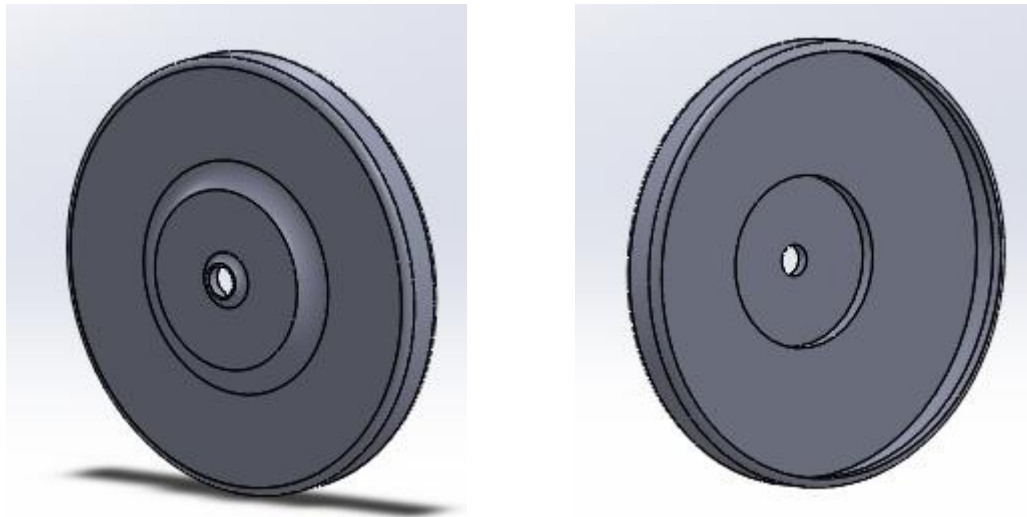


Figura 20. Redondeo de las aristas vivas de la protección delantera.

El siguiente paso será la eliminación de material, mediante la operación “corte”, para dar a la protección la forma correspondiente que permita la colocación en su lugar

III. Desarrollo proyecto

correspondiente sin interferir en la estructura de la bicicleta, como puede ser el brazo de la horquilla y el caliper unido a este, al cual se tendrá que adaptar el diseño de la protección. Tras realizar el corte de material, también se procederá al redondeo de las aristas vivas que haya podido surgir derivadas de esta operación.

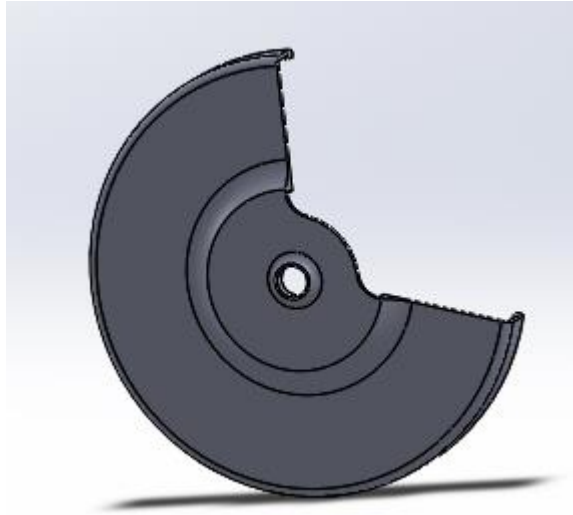


Figura 21. Corte de una sección para que la protección delantera no interfiera con la horquilla.

Una vez definida la forma definitiva que tendrá la protección, el siguiente paso a realizar será la creación de perforaciones y cortes de material a lo largo de las superficies más extensas de la protección, con el fin de que la carcasa permita el paso de un flujo de aire hacia el interior de la misma, donde se aloja el disco de freno, para que se realice una correcta refrigeración del mismo, y así no se pierda la eficacia de frenada que hace que este sistema de frenado aventaje a los sistemas de freno tradicionales.

Primero se realizarán las extrusiones de corte en el cilindro interior. El diseño de las mismas cumplirá meramente con una función estética.

III. Desarrollo proyecto

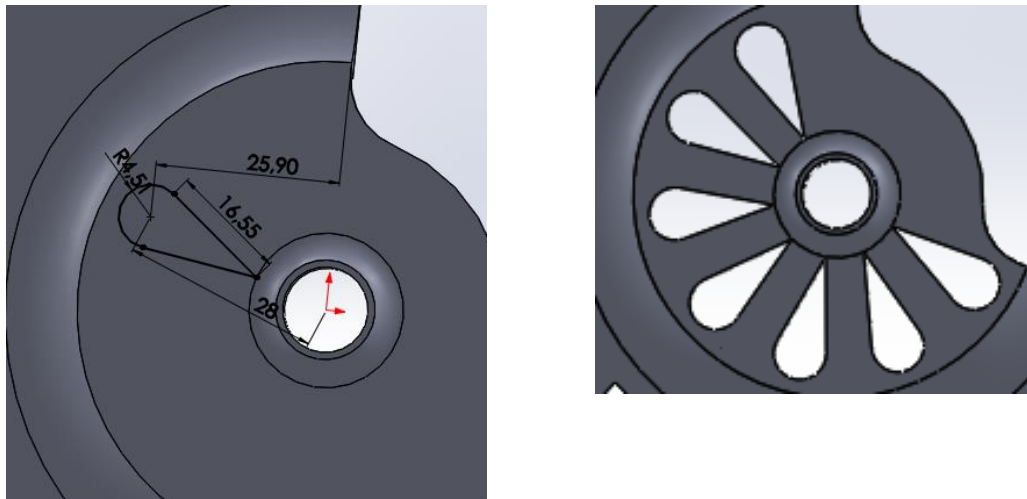


Figura 22. Diseño y corte de las perforaciones del cilindro interior de la protección delantera.

Luego, mediante la función “matriz circular” se expandirán las extrusiones de corte a lo largo de toda la superficie del cilindro interior.

A continuación, se realizarán una serie de extrusiones de corte en el cilindro exterior. Estas serán las de mayor tamaño, para permitir el paso de un mayor flujo de aire, ya que es esta zona del disco la que entrará en fricción directamente con las pastillas y por lo tanto la que requerirá de mayor refrigeración.

Por otra parte, otra función que se encargarán de cumplir todos los cortes de material de la superficie de la protección, es disminuir al máximo posible la superficie lateral expuesta, ya que se buscará reducir el coeficiente aerodinámico C_x frente a vientos laterales, los cuales pueden generar una gran presión sobre la superficie de la protección, y poner en riesgo la estabilidad lateral de la bicicleta.

III. Desarrollo proyecto

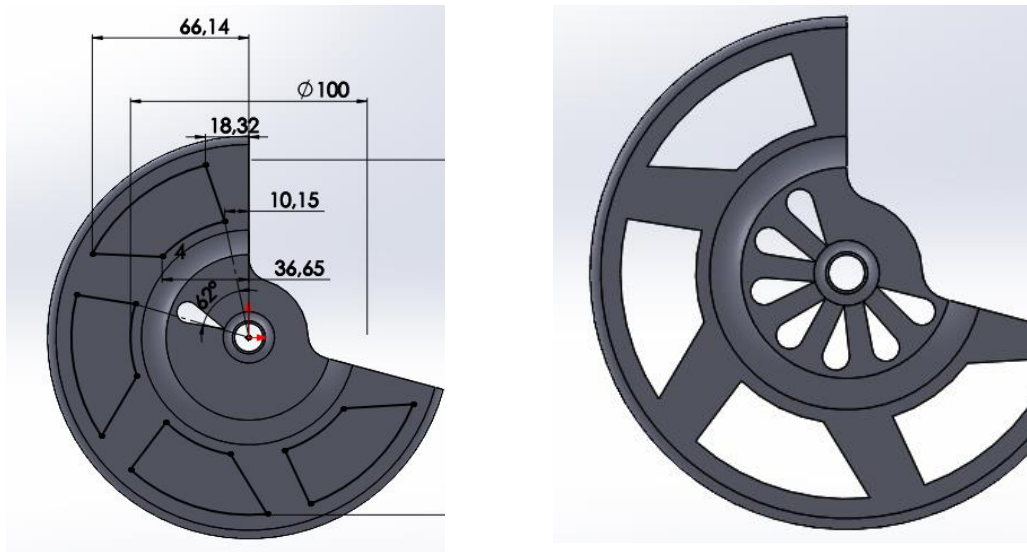


Figura 23. Diseño y corte de las perforaciones del cilindro exterior de la protección delantera.

También se repetirá el proceso a lo largo de toda la superficie con la función “matriz circular”.

Por último, se realizarán cortes de material en la superficie radial de la protección, generalmente en la zona frontal, ya que es por aquí por donde circulará hacia el interior de la protección un mayor caudal de aire que servirá para la correcta refrigeración del disco, debido a que esta superficie se encuentra enfocada hacia el sentido de avance de la bicicleta.

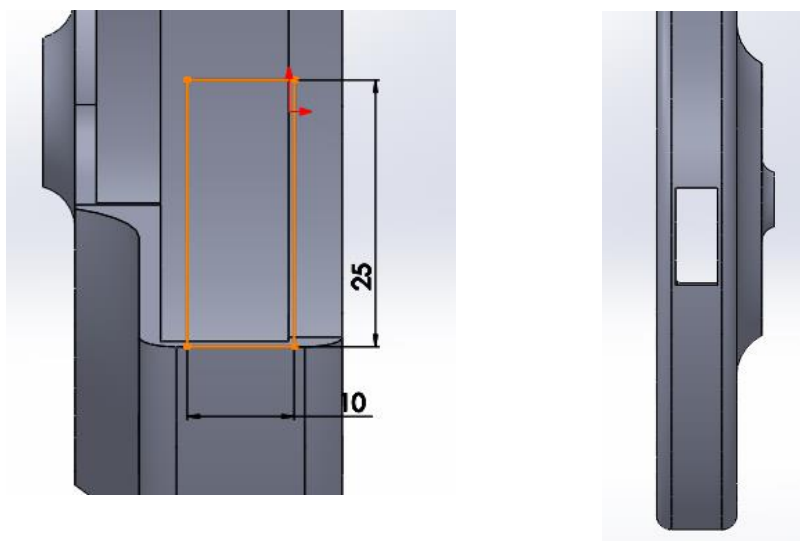


Figura 24. Diseño y corte de las perforaciones de la superficie radial de la protección delantera.

III. Desarrollo proyecto

Con la función “matriz circular” extruiremos cortes a lo largo de la superficie que esté más expuesta a la zona frontal de la bicicleta.

Este sería el aspecto final de la protección, en vista de perspectiva

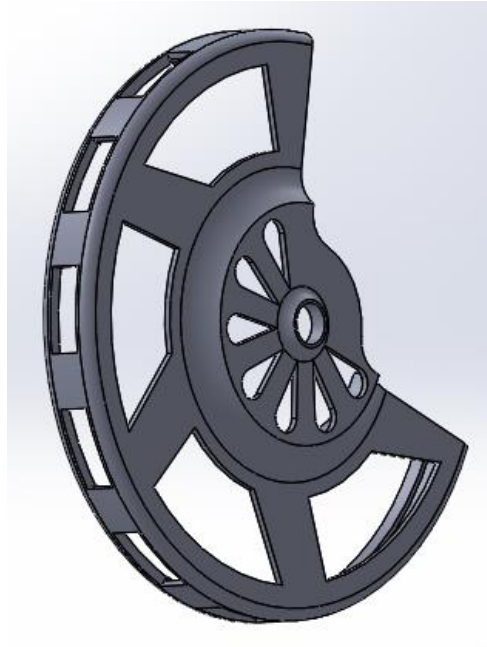


Figura 25. Vista del modelo preliminar de la protección delantera.

Tras la finalización del diseño en software CAD, se pudo observar un detalle que se había pasado por alto previamente a la realización del prototipo: Que el proceso de desmontaje del eje pasante interior de la rueda que se requería para el desmontaje de la protección, significaba una gran pérdida de tiempo, lo cual podía incurrir en una diferencia de tiempo insalvable con los demás competidores, suficiente para declinar la balanza a favor de un equipo u otro, en una competición donde la diferencia entre ganar o perder puede ser de apenas unos segundos.

Por ello, para facilitar el proceso de montaje de la protección durante un cambio de rueda en plena marcha, se ha decidido diseñar la protección en dos piezas. Una pieza compondrá la parte interior de la protección, la cual irá anclada al eje pasante de la rueda delantera, e irá fija a la rueda, y otra pieza, que estará compuesta por la parte exterior de la protección, se acoplará a la parte interior mediante un sistema de fijación por presión.

Basándose en esta decisión, se ha procedido a modificar ligeramente el diseño de la protección para que ésta esté conformada por dos piezas.

III. Desarrollo proyecto

En primer lugar, se ha procedido a la obtención de la parte exterior mediante una “extrusión de corte” de la zona interior y la dotación de ésta de unos agujeros que servirán para asegurar el anclaje de la parte exterior a la pieza interior mediante presión.

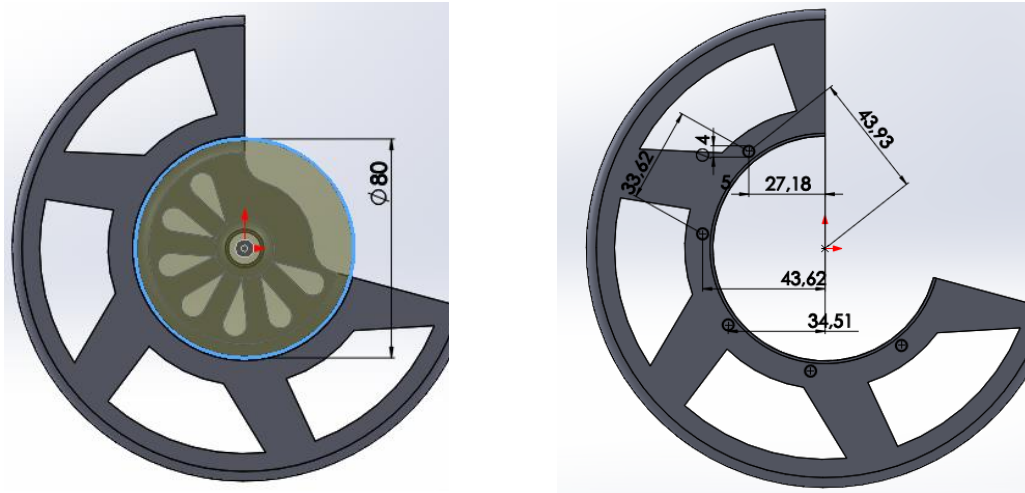


Figura 26. Creación de la parte exterior del modelo definitivo de la protección delantera.

Por otra parte, se seguirá el mismo proceso para el diseño de la parte interior, siguiendo las medidas de los agujeros de fijación de la pieza exterior, se realizarán ahora las debidas protuberancias en la pieza interior, para asegurar un encaje perfecto y sin holguras.

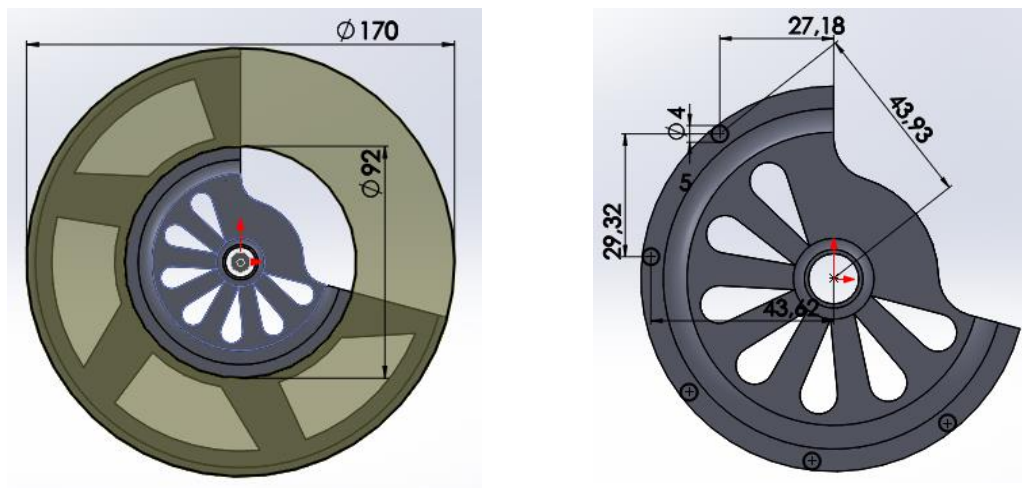


Figura 27. Creación de la parte interior del modelo definitivo de la protección delantera.

III. Desarrollo proyecto

Este será el aspecto final de las dos partes de la protección

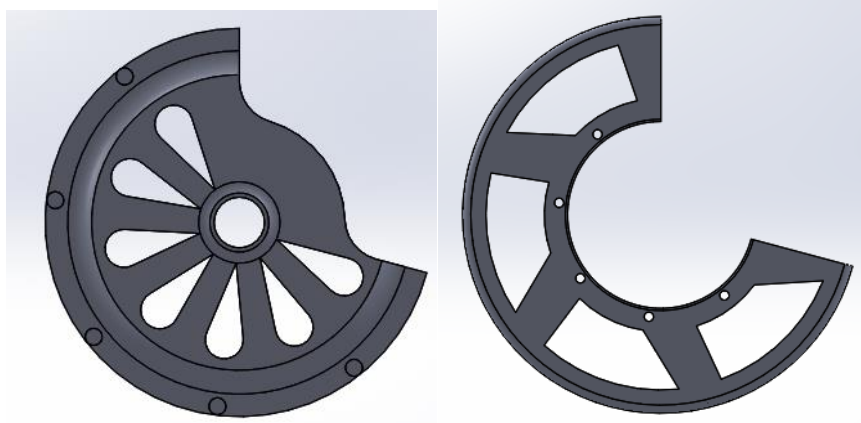


Figura 28. Vista de las dos piezas del modelo final de la protección delantera.

Ahora, se procederá al ensamblaje de los dos componentes. Este se realizará dando la función de fijación por presión, entre las protuberancias de la pieza interior y los cortes de la pieza exterior, para que las dos partes queden correctamente fijadas y aseguradas.

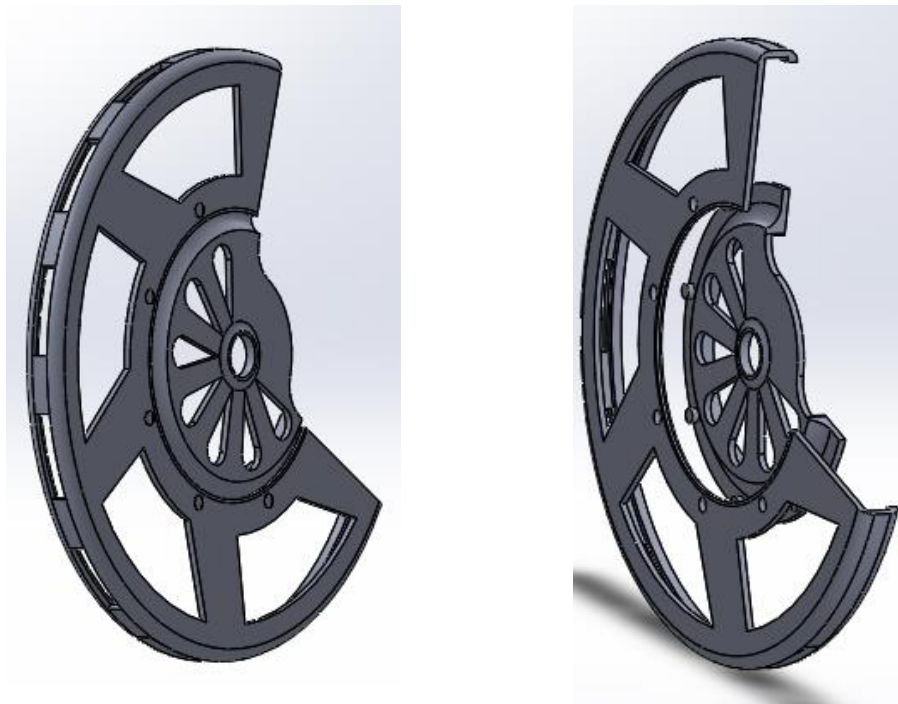


Figura 29. Vista del ensamblaje del modelo final de la protección delantera.

III. Desarrollo proyecto

Como se puede observar en la vista en perspectiva, el anclaje de la pieza interior de la protección a la bicicleta será mediante la fijación de ésta al eje pasante del interior del buje de la rueda, relegándose la fijación tanto radial como axial a la fuerza de presión que ejercerá la tuerca del eje sobre la protección, limitando así su movimiento.

Se ha realizado de esta forma, ya que se ha considerado como la mejor opción, debido a que el modelo no interfiere en la estructura de la bicicleta, ya que se ha dejado un espacio lo suficientemente grande para alojar el brazo de la horquilla en esta zona. El hecho de que la protección solo se vea condicionada por las dimensiones del eje pasante sobre el cual irá fijado, permite que el mismo modelo de protección se pueda instalar en diferentes modelos de bicicleta, ya que las medidas de los ejes son estandarizadas y no interfiere en los demás sistemas. Esto supone que no haya que fabricar un modelo de protección para cada tipo de bicicleta, sino que variando pequeños parámetros del modelo base se puedan obtener distintos prototipos adaptables a cualquier bicicleta.

Por otra parte, destacar que como la protección no va sujeta o anclada a ninguno de los sistemas de la bicicleta, únicamente al eje, permite un rápido proceso de montaje y desmontaje, de la pieza exterior a la pieza interior, durante el proceso de sustitución de la rueda, lo cual beneficiará enormemente a los equipos de competición que deseen montar este sistema de protección en sus bicicletas, ya que las mermas de tiempo por el desmontaje de este componente serán ínfimas.

Como contra, las ruedas de repuesto de la bicicleta que tengan preparadas cada equipo para su sustitución en plena marcha, deberán ir previamente equipadas con el montaje de la pieza interior de la protección, para así garantizar el rápido desmontaje y posterior montaje de la parte exterior de la protección y con ello, conseguir alterar mínimamente el tiempo total de recambio de la rueda. Esto supondrá tener varias piezas interiores de la protección (una por cada rueda) para la misma carrera, lo cual, aunque suponga un ligero aumento de la inversión en el sistema de protección, incurrirá en un ahorro de tiempo significativo.

III. Desarrollo proyecto

III.2.2. Modelo 1 protección trasera.

A continuación, se expondrá el proceso seguido para el modelado del prototipo de protección para la rueda trasera de la bicicleta. Aunque se ha seguido el mismo proceso que en la realización de la protección para la rueda delantera, tanto la forma geométrica que crea la unión del cuadro al buje, como las medidas de los diferentes componentes de la rueda trasera, son distintas a la rueda delantera, por lo tanto, habrá algunas diferencias en el diseño, respecto a la protección para la rueda delantera, que se detallarán a continuación.

La protección trasera también ha sido diseñada para un disco de 160mm de diámetro, ya que esta protección se podrá utilizar también para discos de menor diámetro. De la misma forma que en la protección delantera, se ha dejado una holgura radial de 5mm, para su colocación y extracción con facilidad y para tener un mayor paso de flujo de aire, necesario para la refrigeración del disco.

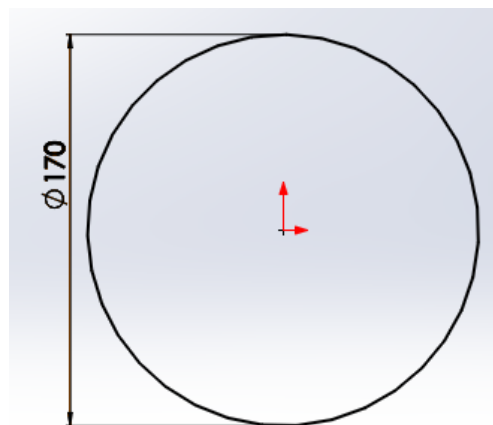


Figura 30. Medida para la extrusión de la carcasa exterior de la protección trasera.

Para permitir una holgura entre las paredes interiores de la protección y las superficies laterales del disco, que optimice el paso de flujo de aire de refrigeración, se ha dejado también una holgura axial. Sin embargo, esta no debe excederse, ya que no debe permitir el alojamiento de pequeñas piedras, que se puedan encontrar en vías no pavimentadas, y que podrían significar un deterioro o daño de los componentes de la protección y del freno. Por otra parte, también se debe tener en cuenta la distancia de separación entre el disco y el brazo del cuadro que une el eje de la rueda al resto de la bicicleta, para que no exista contacto entre esta y la protección.

III. Desarrollo proyecto

Se realizará una extrusión de 12mm.

Para el modelado de la parte interior, se extruirá un cilindro de 70mm de diámetro y 3mm de espesor.

El cilindro que actuará como soporte donde irá anclado al eje pasante, se extruirá 1mm y tendrá un diámetro de 12mm, ya que este componente es estandarizado, por lo tanto, no variará la medida respecto a la protección delantera.

Igual que en la protección anterior, se procederá al vaciado de la superficie interior de la protección, para que permita el alojamiento del disco en el interior de la misma. Con esta operación, la protección estará dotada de un espesor de 2mm en todas las superficies.

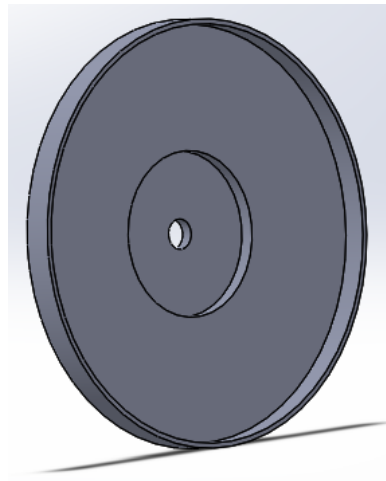


Figura 31. Realización del vaciado por la cara interior de la protección trasera.

III. Desarrollo proyecto

Posteriormente, se aplicará una función de redondeo con el fin de eliminar las aristas vivas que puedan existir en la protección.

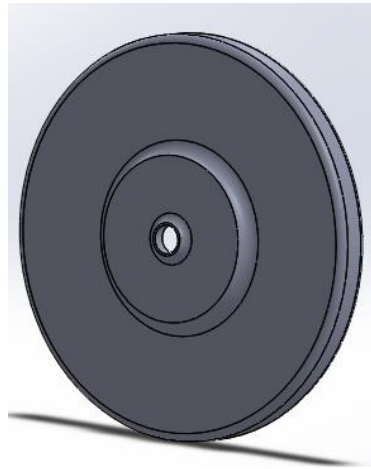


Figura 32. Realización del vaciado por la cara interior de la protección trasera.

Una vez obtenido la base del modelo, se procederá, mediante la función “extrusión de corte”, a la eliminación de material de forma que quede una zona libre, suficiente para que no exista interferencia entre la protección y el brazo del cuadro de la bicicleta que se unirá al eje de la rueda trasera.

Este corte será de 120°.

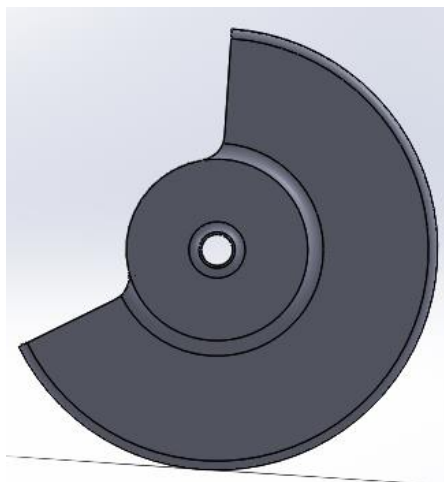


Figura 33. Corte de una sección para que la protección trasera no interfiera con la horquilla.

El siguiente paso consistirá, de la misma forma que en la protección delantera, en realizar distintas eliminaciones de material a lo largo de las diferentes superficies de la protección, para poder permitir un flujo de aire entrante desde el exterior, hacia el interior de

III. Desarrollo proyecto

la protección, que permita la correcta refrigeración del disco. Además de esto, también es importante considerar la reducción de la superficie total de la protección, con el fin de disminuir la resistencia aerodinámica de la protección, la cual podría generar excesivas presiones a lo largo de su superficie y alterar con ello el comportamiento y la estabilidad de la bicicleta.

En el cilindro interior.

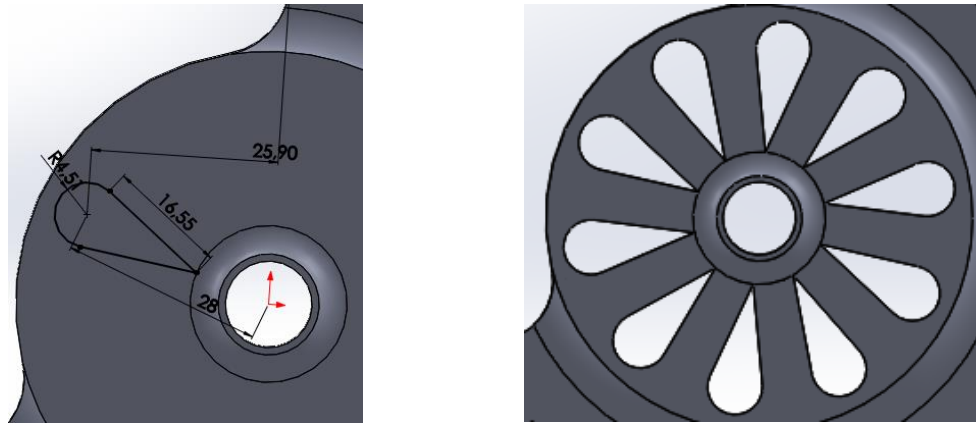


Figura 34. Diseño y corte de las perforaciones del cilindro interior de la protección trasera.

En el cilindro exterior.

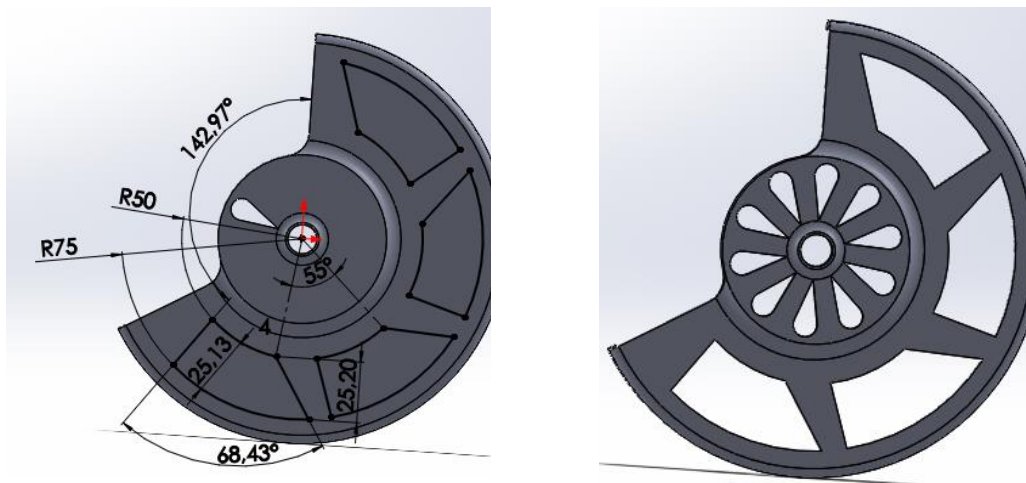


Figura 35. Diseño y corte de las perforaciones del cilindro exterior de la protección trasera.

III. Desarrollo proyecto

En la superficie radial.

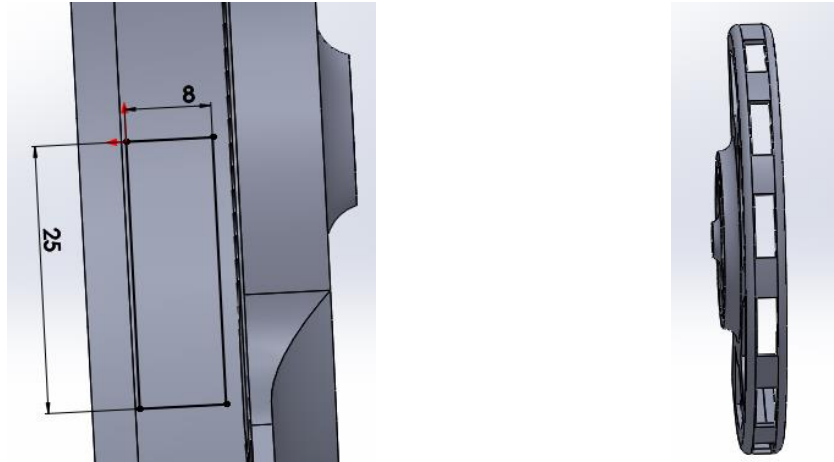


Figura 36. Diseño y corte de las perforaciones de la superficie radial de la protección trasera.

Debido a las mismas consideraciones que en la realización de la protección delantera, por motivos ergonómicos en el montaje y desmontaje de la rueda, resulta más eficiente el modelado de la protección en dos piezas diferentes. Las cuales estarán diferenciadas en una pieza interior fija al eje de la rueda, que no se sustituirá, y por una pieza exterior, la cual irá anclada a la parte interior, mediante ajuste presión. Esta última será la pieza que se deberá sustituir en caso de recambio de la rueda.

En primer lugar, para el conformado de la pieza exterior, mediante la función “extrusión de corte” de la parte interior de la pieza, y la colocación de una serie de agujeros situados de forma radial que permitirán el acople a la pieza interior mediante ajuste presión.

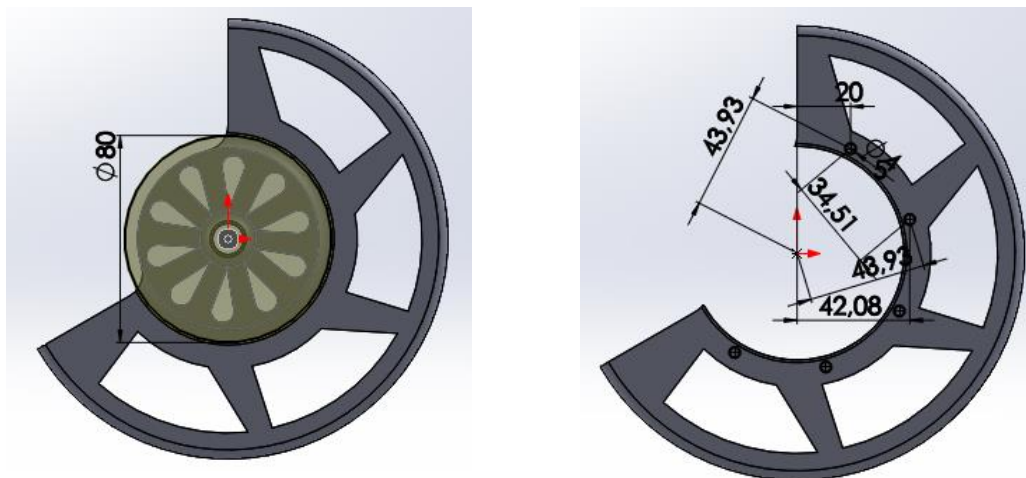


Figura 37. Creación de la parte exterior del modelo definitivo de la protección trasera.

III. Desarrollo proyecto

Para la obtención de la pieza interior, mediante la función extruir corte, se eliminará el material correspondiente a la pieza exterior de la protección, y se añadirán una serie de protuberancias, situadas de forma radial, las cuales coincidirán con la posición de los agujeros de la pieza exterior, que tendrán como finalidad la fijación de la pieza exterior extraíble a la pieza interior fija al eje de la rueda, garantizando siempre su funcionalidad estructural.

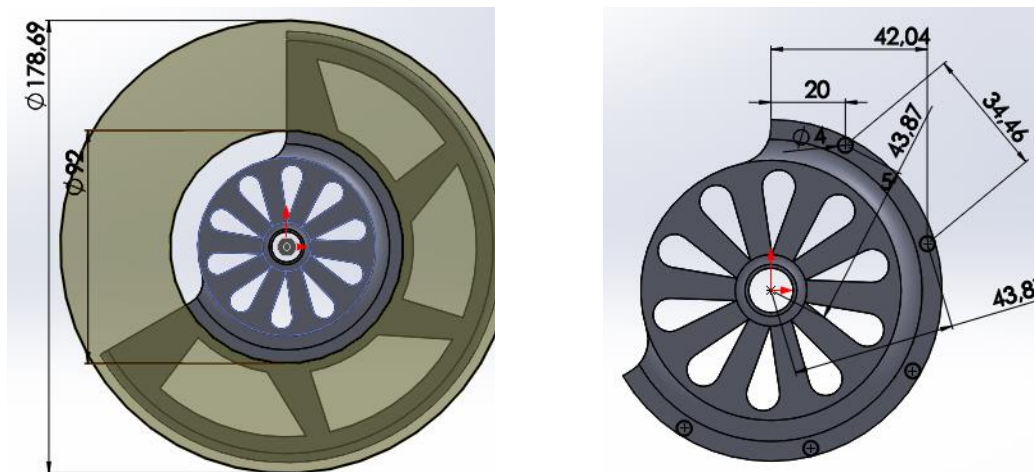


Figura 38. Creación de la parte interior del modelo definitivo de la protección trasera.

Vista final de ambas piezas de la protección

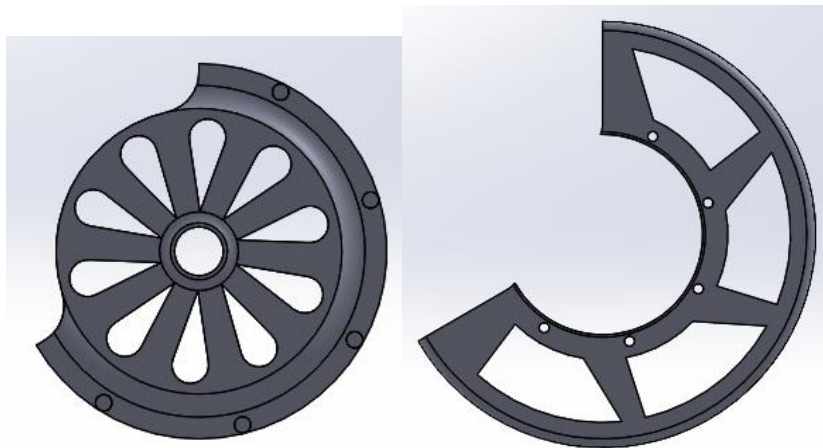


Figura 39. Vista de las dos piezas del modelo final de la protección trasera.

III. Desarrollo proyecto

Por último, de la misma forma que en el modelado de la protección delantera, se ensamblarán las dos piezas, formando el conjunto de la protección trasera.

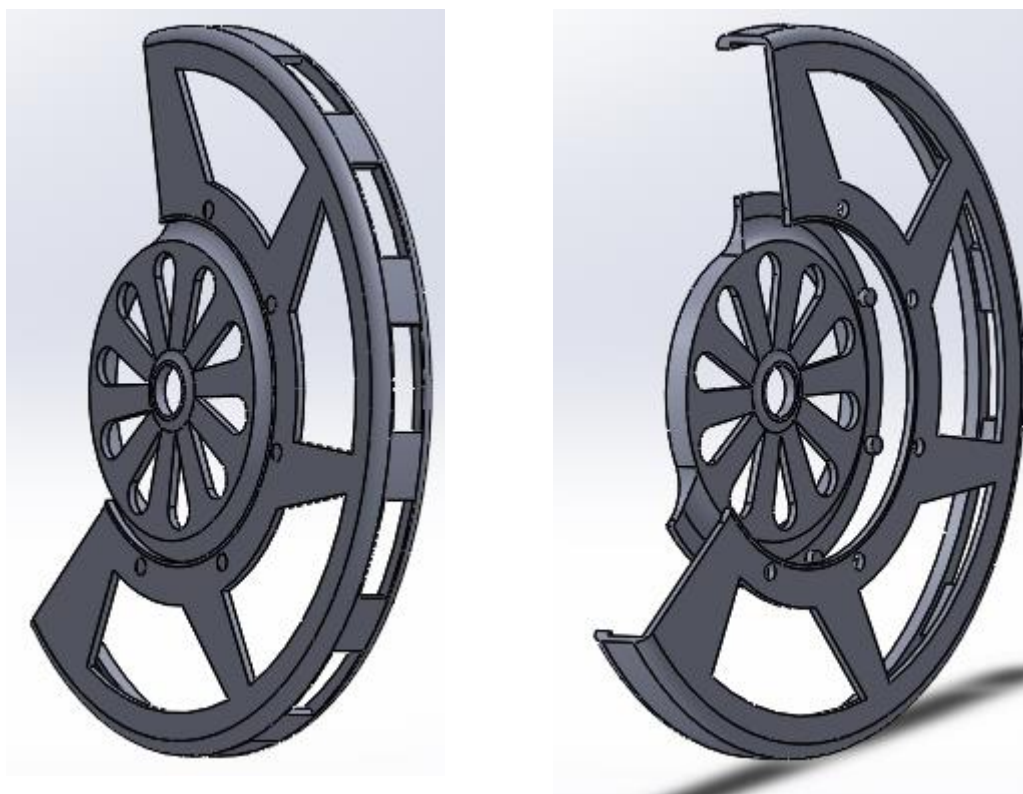


Figura 40. Vista del ensamble del modelo final de la protección trasera.

III. Desarrollo proyecto

III.2.3. Modelo 2.

Tras haber realizado los prototipos de la protección tanto delantera como trasera, y habiéndose aclarado el enfoque y los objetivos a cumplir para el modelado de las piezas, también se ha optado por realizar otro modelo de protección, el cual será realizado mediante un procedimiento completamente distinto, resultando en una geometría diferente a los primeros prototipos realizados.

La realización de un modelo tan diferente a los diseñados anteriormente, viene precedido por la búsqueda de la mayor optimización posible de las propiedades y de la funcionalidad de la pieza. Bajo este criterio, se ha decidido realizar un diseño completamente distinto (geométricamente) a los ya modelados, con la finalidad de estudiar, mediante las diferentes simulaciones que se realizarán en los apartados subsiguientes, qué prototipo se adapta mejor a las necesidades o requerimientos exigidos en este proyecto, y así, determinar cuál de ellos se optará por fabricar.

El siguiente modelo se ha realizado cambiando completamente los criterios que han regido el diseño de los modelos anteriores. Geométricamente, este diseño posee la peculiaridad de, a diferencia del anterior, no estar fijado al eje pasante del buje de la rueda, sino que se acoplará al brazo de la horquilla, e irá sujeta en voladizo todo el cuerpo de la protección. Debido a esto, la protección no cubrirá la totalidad de la superficie del disco de freno, sino que únicamente la parte más expuesta, es decir, la zona superior del disco.

En primer lugar, se realizará el anclaje al brazo de la horquilla. Para ello se han determinado las dimensiones del brazo de la horquilla, mediante diferentes mediciones realizadas en un modelo de bicicleta de carrera que ha sido proporcionado para el modelado y adaptación de los diferentes prototipos de protección diseñados, con la finalidad de poder fabricarlo y testarlo de forma real. La propuesta de diseño para el anclaje ha sido la fijación de la misma a la horquilla mediante ajuste – presión, siendo únicamente necesario, tanto para su montaje como para su desmontaje, la aplicación de presión a la pieza contra la horquilla.

III. Desarrollo proyecto

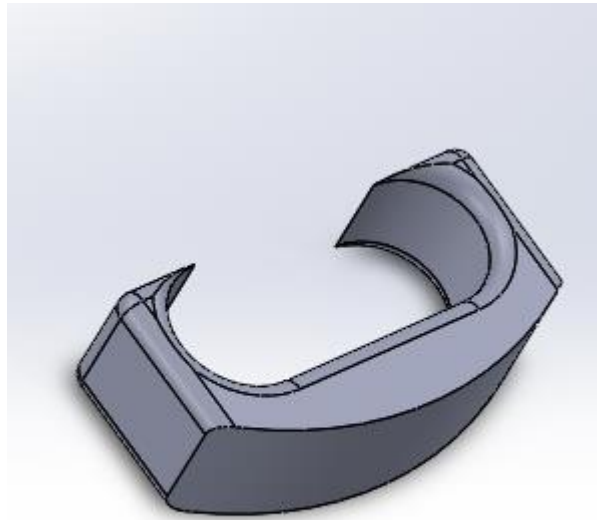


Figura 41. Soporte de anclaje al brazo de la horquilla del segundo modelo de protección.

No se ha diseñado fijación axial, puesto que, al estar ensamblada de forma vertical, se tiene en cuenta que la acción de la gravedad sobre el propio peso de la protección retendrá la misma en la parte inferior de la horquilla, limitando este movimiento por el contacto por la parte inferior con el caliper del freno.

Posteriormente, para el diseño del cuerpo de la protección, se ha diseñado de forma que este queda anexionado por un lateral a la sujeción a la horquilla, y el resto del cuerpo queda suspendido, es decir, va montada en voladizo. Siendo conscientes de la dificultad de la pieza de mantener su rigidez en el extremo más alejado de la sujeción, ante posibles fuerzas que pudieran generar flexión en el cuerpo de la protección, se ha decidido acortar al máximo posible la longitud del extremo de la protección, conforme a la ley de momentos, sabiendo que en el extremo más alejado de la sujeción será el punto de mayor flexión del componente, y teniendo en cuenta siempre la consideración de no dejar descubierta ninguna superficie expuesta del disco que pudiera resultar crítica frente a la posibilidad de causar daño al ciclista.

III. Desarrollo proyecto

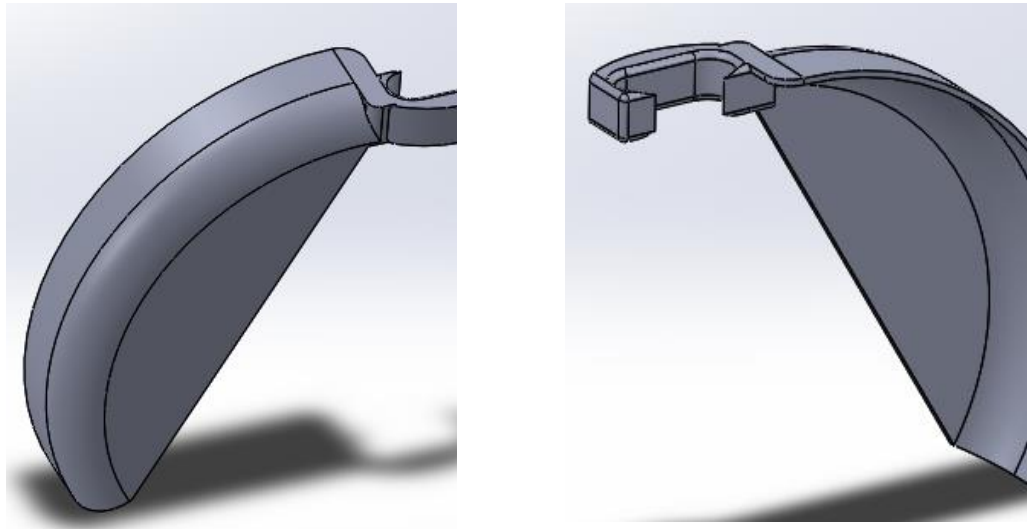


Figura 42. Extrusión del cuerpo del segundo modelo de protección.

De esta forma, el cuerpo de la protección cubrirá por una parte el extremo superior del disco, es decir, la superficie radial o de espesor mínimo del disco de freno, la cual es considerada la zona más peligrosa del mismo por su capacidad de actuar como objeto cortante frente a cualquier impacto por caída o simple rozamiento con esta superficie. Y, por otra parte, el cuerpo cubrirá también una parte de la zona lateral superior del disco, debido a la también existente posibilidad de quemadura por contacto con esta pieza cuando se ha realizado un tramo con fuertes frenadas, ya que la temperatura alcanzada por el disco de freno puede llegar a ser muy elevada.

Por último, de la misma forma que se ha hecho con los modelos anteriores, también se ha decidido dotar al cuerpo de la protección de la capacidad de permitir la entrada hacia el interior de la protección de un flujo de aire suficiente para posibilitar la correcta refrigeración del disco de freno.

Aunque se pueda considerar que quizás, por la naturaleza de la geometría de este modelo de protección, ya que cubre una superficie muy inferior del disco respecto los otros modelos, no sea extremadamente necesario la modificación de la geometría del cuerpo de la protección para permitir un flujo entrante de aire hacia el disco, se ha creído conveniente debido a la optimización aerodinámica del componente, y, por lo tanto, del conjunto de la bicicleta, optar por realizar diversas perforaciones a lo largo de las superficies tanto lateral como frontal de la protección, para maximizar la eficiencia tanto refrigerante como aerodinámica del diseño.

III. Desarrollo proyecto

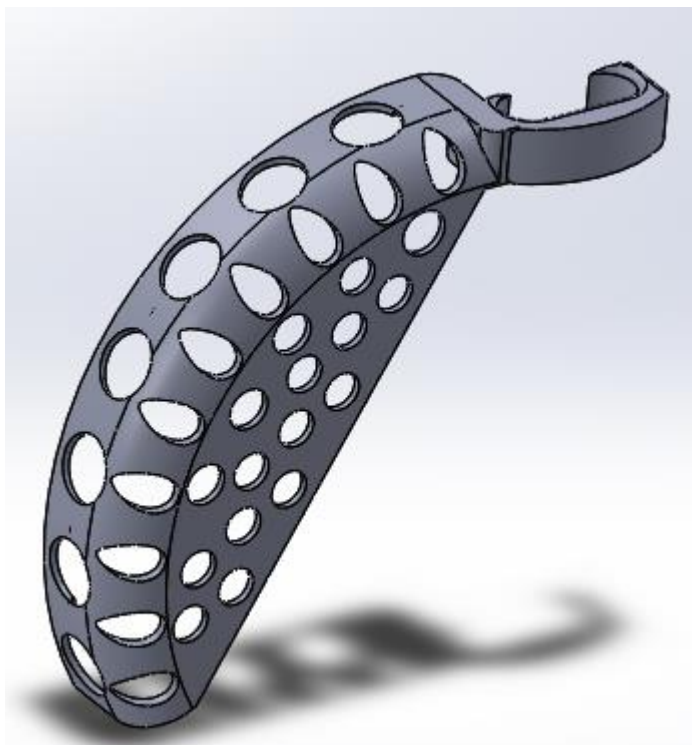


Figura 43. Perforaciones en el cuerpo del segundo modelo de protección.

III. Desarrollo proyecto

III.3. ESTUDIO Y DEFINICIÓN DE ESTADOS TENSIONALES.

Una vez realizados los diseños mediante el uso de software CAD (concretamente el programa SolidWorks) la pieza queda totalmente definida y lista para su producción. Sin embargo, aún no se han cuantificado los parámetros ligados al comportamiento dinámico de la protección, los cuáles determinarán si efectivamente el diseño de la pieza cumple con los requerimientos deseados y su funcionalidad es la correcta, o, por el contrario, no lo hace y se debe realizar un rediseño y empezar a modelarla de nuevo. Estos parámetros que determinarán si la pieza es apta para su venta en el mercado y uso en la calle, se obtendrán a partir de la realización de diversas simulaciones en diferentes ámbitos, los cuáles reflejarán unos resultados muy similares a los que se podrán observar en la realidad, con el fin de estudiar su comportamiento de una forma completa en cualquier tipo de circunstancia, para garantizar así el correcto desempeño de la protección en la vida real.

Para poder realizar las diferentes simulaciones, usando los módulos de Análisis de Elementos Finitos, se requerirá de una realización previa de cálculos referentes a los distintos tipos de simulaciones que se realizarán, con el fin de cuantificar los parámetros que actuarán como “Entrada” para las simulaciones y obtener así los resultados que se desean estudiar.

En este apartado se tratará de cuantificar, mediante cálculos aproximados, que, se pretende, emulen de la forma más certera posible las diferentes situaciones a las que el producto deberá hacer frente en la vida real.

Se realizarán los cálculos pertinentes, tratando de asemejar al máximo posible las circunstancias reales, para cada una de las diferentes simulaciones que posteriormente se realizarán.

III.3.1. Cálculos cargas estáticas

En esta simulación se tratará de cuantificar las deformaciones y tensiones internas de la estructura de la protección, mediante la aplicación de cargas que intenten recrear las fuerzas a las que se verá sometida la protección durante su vida útil, ya sean debidas a la acción del viento, a posibles roces con otros ciclistas, ...

III. Desarrollo proyecto

Debido a la acción del viento, y teniendo en cuenta que, respecto a los demás componentes de la bicicleta, la protección posee una gran superficie en su lateral, esta puede ser un centro de presiones frente a acometidas de viento lateral que se produzcan en plena marcha, y que puedan causar un estado tensional e incluso deformaciones severas en el producto. Para ello cuantificaremos las posibles fuerzas derivadas de la acción del viento en la superficie más desfavorable, la lateral.

Se ha establecido como límite de velocidad de viento, a partir de la cual éste ya empieza a ser peligroso y poner en riesgo la estabilidad de la bicicleta, si se produce a ráfagas, unos 30 km/h.

Para realizar los cálculos de forma aproximada, ya que hasta que no se realicen las simulaciones aerodinámicas no se obtendrán los valores de fuerza y de coeficientes aerodinámicos reales, se ha optado por seguir el procedimiento utilizado por el *código de ética de la Sociedad Americana de Ingenieros Civiles* (ASCE), el cual usa coeficientes basados en cálculos de valores típicos para la densidad del aire y la aceleración gravitatoria. [13]

El primer paso será la conversión de unidades de la velocidad 30km/h a m/s:

$$\frac{30\text{km}}{\text{h}} \cdot \frac{1\text{h}}{3600\text{s}} \cdot \frac{1000\text{m}}{1\text{km}} = 8,33 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El siguiente paso será el producto del cuadrado de la velocidad por un coeficiente que como ya se ha expuesto, está basado en aproximaciones normalizadas, y con el cual se puede obtener la presión ejercida por el viento sobre la superficie lateral de la protección:

$$P = 0,613 \cdot V^2 \quad [\text{Ec.7}]$$

Sustituyendo términos:

$$P = 0,613 \cdot (8,33)^2 \quad [\text{Ec.8}]$$

Con lo que resultará:

$$P = 0,613 \cdot (8,33)^2 = 42,566 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

III. Desarrollo proyecto

Una vez obtenida la presión que ejercerá un viento de 30km/h sobre la protección, se procederá al cálculo de la fuerza resultante. Para ello, aplicaremos la ecuación de la presión:

$$P = \frac{F}{A} \quad [\text{Ec.9}]$$

Siendo **A** el área de la superficie y **F** la fuerza ejercida en ésta.

Para hallar el área, se recurrirá a la herramienta del software utilizado para la modelización de la protección, que permite medir el área proyectada sobre un plano:

Para la protección delantera: 11776,79 mm²

Y para la trasera: 11151,41 mm²

Con lo que despejando la fórmula y sustituyendo resultará:

$$F = 42,566 \frac{N}{m^2} \cdot 0,011777679 m^2 = 0,501291 N$$

Para la protección delantera, y:

$$F = 42,566 \frac{N}{m^2} \cdot 0,01115143 m^2 = 0,474672 N$$

Para la protección trasera.

Estas serán las fuerzas que se deberán introducir como datos de entrada para la simulación de estados de cargas y deformaciones. Conociendo la Ley de Momentos $M = F \cdot L$, se deduce que el punto en el que se generará mayor flexión será en el extremo más alejado del punto de anclaje de la protección al eje de la bicicleta, y que en este caso será cualquier punto de la periferia de la superficie radial, en la cual se introducirá el valor de la fuerza calculada para visualizar el comportamiento de la pieza en el caso más desfavorable.

Por otra parte, también existe la posibilidad de que en plena marcha el ciclista entre en contacto con cualquier otro ciclista, especialmente si se encuentra dentro de un pelotón, en el cual es muy frecuente el contacto entre los mismos, debido a la escasa separación entre ellos. Si existe algún contacto o rozamiento entre ambos y la protección es la que sufre la mayor parte

III. Desarrollo proyecto

del estrés producido por esta acción, se debe garantizar que esta pieza posea la resistencia suficiente para soportar la fuerza resultante en estas circunstancias y garantizar su funcionalidad estructural.

Para el cálculo de la fuerza que se puede generar en esta situación, se supondrá un peso medio de ciclista en tiempo de competición de 70 kg, añadiéndole el peso de la bicicleta, el cual está limitado por la UCI a 6,8 kg, lo que suma un total de 76,8 kg del conjunto ciclista – bicicleta.

Para el cálculo de la fuerza se utilizará la fórmula $F = m \cdot a$, siendo **m** la masa conjunta del ciclista y de la bicicleta y **a** la aceleración provocada por la gravedad, la cual corresponde a una constante de $9,81\text{m/s}^2$ en condiciones atmosféricas de altitud a nivel del mar.

Para el cálculo de las fuerzas en la realización de esta simulación, aunque esta circunstancia suceda en plena carrera y se pueda suponer que las ecuaciones deberían ser dinámicas y tener en cuenta el efecto de la velocidad a la que circulan los ciclistas, lo cierto es que si se supone que ambos ciclistas circulan de forma paralela en el mismo pelotón, se llega a la conclusión de que ambos circulan a la misma velocidad, y, por lo tanto, no existe velocidad relativa entre ellos, por lo que dicha deducción nos lleva a despreciar este término, y aplicar la ecuación anteriormente descrita.

Aplicando dicha ecuación y sustituyendo términos, se tiene:

$$F = m \cdot a = 76,8 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 753,4 \text{ N} \quad [\text{Ec.10}]$$

Esta será la fuerza producida en un contacto entre ciclistas, la cual, suponiendo que el primer punto en entrar en contacto sea la pieza de la protección, se debe procurar que la misma sea capaz de resistir esta fuerza sin romperse o causar excesiva deformación para no dañar a los demás componentes de la bicicleta.

III. Desarrollo proyecto

III.3.2. Cálculos cargas térmicas

En esta simulación se tratará de llevar a cabo un análisis de las variaciones de temperatura en el sistema de frenado, ya que es el más susceptible, debido a su forma de trabajar por medio de la fricción, a sufrir grandes incrementos de la misma, y, por ende, a afectar a los componentes más próximos a este sistema, variando de esta forma el comportamiento de los mismos ante situaciones críticas.

Los principales objetivos de esta simulación serán, por una parte, determinar la transmisión de calor desde el disco de freno, en un momento crítico de frenada, en el que este alcance su máxima temperatura, hacia la protección, con el fin de observar de qué manera afecta a la misma, siempre utilizando como criterio, que ésta no supere una temperatura excesiva que pueda influir de manera decisiva en las propiedades de la pieza, y que no se incurra en un deterioro de la pieza por medio de procesos como la degradación del material.

Y, por otra parte, garantizar que la protección cumpla con su función aerodinámica, y que sea capaz de permitir el paso del caudal necesario de flujo de aire hacia el interior de la misma, que garantice la correcta refrigeración del disco de freno, en un momento de frenada intensa, donde éste alcance elevadas temperaturas, ya que una refrigeración deficiente derivaría en una pérdida de eficiencia de frenada, lo cual pondría en riesgo la seguridad del conjunto bicicleta – ciclista.

En primer lugar, se proporcionarán los diferentes parámetros pertenecientes a las propiedades térmicas del material, y se realizará una aproximación de la temperatura máxima que puede alcanzar un disco de freno tras una frenada intensa.

Para el valor de temperatura máxima alcanzada por los discos de freno, se ha examinado con atención la norma **EN 14781**, en el apartado que regula el ensayo de refrigeración de discos de freno. En este, se indican las instrucciones para la realización del ensayo, proporcionando algunos parámetros bajo dominio de los cuales se debe realizar el mismo. Según el procedimiento aquí descrito, se debe aplicar una energía de 75 Wh, durante 15 minutos con un flujo de aire refrigerante a una velocidad de 12,5 km/h. Si se tienen en cuenta estos parámetros se puede obtener la temperatura del disco durante la realización de esta prueba, mediante las ecuaciones de calor mostradas a continuación.

$$Q = Cp \cdot m \cdot (T_f - T_a) \quad [\text{Ec.11}]$$

III. Desarrollo proyecto

Donde:

C_p es el calor específico del acero inoxidable (510 J/KgK)

m es la masa del disco (165g)

T_f es la temperatura del disco

T_a es la temperatura ambiente (25°C)

Despejando y sustituyendo

$$75 \text{ Wh} \cdot \frac{15 \text{ min}}{60 \text{ min}} \cdot \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} = 510 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} \cdot 0,165 \text{ Kg} \cdot (T_f - 298 \text{ K}) \quad [\text{Ec.12}]$$

$$T_f = 1100,14 \text{ K}$$

Es decir, la temperatura del disco será de 1100 K o 827°C.

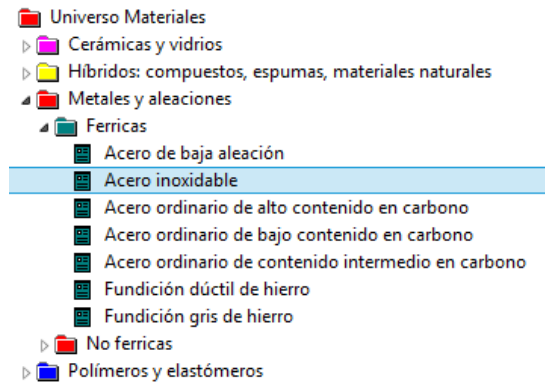
Para la temperatura ambiente, se ha supuesto, en condiciones normales, una temperatura de 25 °C, la cual no representa un día excesivamente caluroso ni un día frío.

En la determinación de los parámetros de las propiedades térmicas del disco de freno, se tomará como material de referencia el acero inoxidable, ya que este es el material más común del que suelen estar conformados los discos de freno.

Conociendo el material, se procederá a la determinación de algunos parámetros térmicos del mismo necesarios para la realización de los cálculos. Para ello, se ha recurrido al software CES EduPack, el cual consiste en una base de datos de materiales, de los cuales se indica la mayor parte de sus propiedades mecánicas.

III. Desarrollo proyecto

Los resultados obtenidos tras la búsqueda de acero inoxidable han sido:



Propiedades térmicas

Punto de fusión	i	1,37e3	-	1,45e3	°C
Máxima temperatura en servicio	i	750	-	820	°C
¿Conductor térmico o aislante?	i	Mal conductor			
Conductividad térmica	i	12	-	24	W/m.°C
Calor específico	i	450	-	530	J/kg.°C
Coefficiente de expansión térmica	i	13	-	20	µstrain/°C

Figura 44. Características térmicas del material Acero inoxidable.

Por otra parte, el proceso de disipación de calor desde el disco de freno hacia el ambiente, será producido mediante el proceso de convección libre, debido a que el aire será el encargado de recibir el calor transferido desde el disco, y éste se encuentra de forma natural en la atmósfera, sin necesidad de compresión o bombeo del mismo para la refrigeración del disco. Conociendo este proceso, se determinará el coeficiente de película para el proceso de convección libre a partir de la siguiente tabla.

Tabla 2. Coeficiente de película según el método y fluido que realiza la convección.

Medio	Coefficiente de transferencia de calor h ($W/m^2 \cdot K$)
Aire (convección natural)	5-25
Aire/vapor supercalentado (convección forzada)	20-300
Petróleo (convección forzada)	60-1800
Agua (convección forzada)	300-6000
Agua (en ebullición)	3000-60.000
Vapor (en condensación)	6000-120.000

III. Desarrollo proyecto

Así se podrá determinar el coeficiente de película h como el valor límite superior de 25 W/m²K

Por último, es necesario el conocimiento del área del disco que estará en contacto con el fluido y permitirá la disipación de calor. Para ello se recurrirá a la herramienta de medición que incorpora el software utilizado para el modelizado de la protección, obteniendo como valor del área de una cara del disco: 20623,34 mm².

Una vez conocidos todos los parámetros necesarios para el cálculo, se procederá a la aplicación de las ecuaciones necesarias para determinar los fenómenos de transferencia de calor.

Ley del enfriamiento de Newton, que se aplica a la transferencia de calor entre un sólido y un fluido en movimiento, y se rige por la siguiente ecuación:

$$q_c = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad [\text{Ec.13}]$$

Sustituyendo se obtiene:

$$q_c = 25 \cdot 0,02062334 \cdot (1100 - 298) = 413,498 \text{ W}$$

Esta será la potencia calorífica disipada por el disco hacia el ambiente por convección natural. Sin embargo, cuando se analiza el conjunto ciclista – bicicleta en plena marcha, el flujo de aire encargado de refrigerar el disco tiene una velocidad, en caso de fijar el sistema de referencia en la bicicleta, igual a la velocidad de desplazamiento de la bicicleta, con lo que también sería apropiado realizar un análisis térmico de transferencia de calor del disco de freno al ambiente por el método de convección forzada, por lo que este ensayo se llevará a cabo en el apartado de simulación aerodinámica.

III. Desarrollo proyecto

III.3.3. Cálculos aerodinámica

En este apartado, se tratará de reproducir el comportamiento de la pieza de la protección bajo los efectos del viento o del aire desplazado debido al avance de la bicicleta, determinando de esta forma parámetros como la resistencia aerodinámica al avance, la capacidad de refrigeración del disco de freno o las fuerzas que actuarán sobre la protección frente a ráfagas de viento lateral.

En primer lugar, se procederá al cálculo de los coeficientes de resistencia aerodinámica en ambas protecciones, para poder definir la influencia que tiene la protección en el comportamiento aerodinámico de la bicicleta. Para la realización de estos cálculos se procurará la obtención tanto del coeficiente C_x frontal como lateral, ya que como se ha explicado en apartados anteriores, la instalación de la protección en la bicicleta no solo pone en riesgo el incremento de resistencia al avance de la bicicleta, sino que peligrará la estabilidad de la misma frente a vientos laterales, que puedan encontrar en la superficie lateral de la protección una zona donde generar fuertes presiones.

Además, se realizará la simulación de los diferentes componentes que conforman la parte central de la rueda, sin la protección, con el fin de realizar una comparativa entre un sistema con protección, y uno sin la protección, para intentar cuantificar hasta qué punto influye en la capacidad aerodinámica de la bicicleta el montaje de la pieza de la protección.

Para el cálculo de los coeficientes aerodinámicos se utilizará la siguiente fórmula:

$$C_x = \frac{F}{\rho \cdot A \cdot \frac{V^2}{2}} \quad [\text{Ec.14}]$$

Donde **F** será la fuerza que actuará sobre la superficie, estudiada en cada caso, de la protección, **ρ** será la densidad del aire en condiciones atmosféricas, **A** será el área de la superficie frontal o lateral, según el coeficiente que se desee calcular en cada caso, y **V** será la velocidad del viento, que vendrá determinada por la velocidad de desplazamiento de la bicicleta o por la velocidad de las ráfagas de viento lateral, según sea el caso.

El cálculo del coeficiente de resistencia aerodinámica real, se realizará mediante la herramienta de simulación de SolidWorks, debido a que esta calcula de forma precisa la fuerza incidente sobre la superficie de la protección en función de la velocidad del flujo de aire

III. Desarrollo proyecto

introducido como parámetro de entrada. Sin embargo, para realizar una primera aproximación al orden de magnitud de los resultados que se obtendrán tras la simulación aerodinámica, se procederá al cálculo de la misma adquiriendo como válida la fuerza generada por el viento obtenida en el método descrito en la primera simulación.

Por lo tanto, para el viento lateral, asumiendo ráfagas de 30km/h, previamente se han obtenido los valores para la protección delantera de:

$$F = 0,501291 \text{ N};$$

$$A = 0,011777679 \text{ m}^2;$$

$$\rho = 1,2 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3};$$

$$V = \frac{30\text{km}}{h} = 8,33 \frac{\text{m}}{\text{s}};$$

Sustituyendo en la ecuación, resulta:

$$C_x = \frac{0,501291}{1,2 \cdot 0,011777679 \cdot \frac{8,33^2}{2}} = 1,02$$

En segundo lugar, se realizará un análisis del comportamiento y la evolución del flujo de aire que atravesará la protección y servirá como refrigerante del disco de freno. Este se obtendrá mediante el estudio del comportamiento de la pieza frente al aire a una escala creciente de velocidades, con el fin de observar la evolución del fluido respecto al incremento de velocidad de la bicicleta.

Esta escala comprenderá un rango de valores, entre una velocidad mínima de 10km/h que se pueda alcanzar, por ejemplo, en el ascenso de un puerto de montaña, hasta una velocidad máxima de unos 130km/h, capaz de alcanzar un ciclista en una situación prolífica para ello, como puede ser el descenso recto y continuado con elevada pendiente. Y, teniendo en cuenta el valor de velocidad para las ráfagas de viento lateral, que como ya se ha descrito anteriormente, se supondrá de 30km/h.

III. Desarrollo proyecto

Estos valores se obtendrán tras la realización de diversas simulaciones, comprendiéndose una serie de valores intermedios entre los dos límites de velocidades propuestos, y poder definir así, gráficamente, la tendencia evolutiva que conformará el comportamiento de la protección frente a la variación de velocidad de la bicicleta.

Y, por último, se realizará una simulación, con la finalidad de poder determinar la transmisión de calor desde el disco de freno al aire, basándose en el principio del proceso de transmisión de calor por convección forzada, debido a que, como se ha mencionado previamente, cuando la bicicleta está en movimiento, el flujo de aire encargado de refrigerar el disco de freno está dotado de una velocidad igual a la velocidad de avance de la bicicleta, con lo cual es el principio de transferencia por convección forzada el que se debe utilizar en esta situación.

Para la realización de los cálculos se procederá de la misma forma que para la convección libre, cambiando únicamente el coeficiente de película, que si se observa la tabla se puede determinar el valor límite máximo para convección forzada por aire $h = 200 \text{ W/m}^2\text{K}$

De esta forma, conociendo los datos y sustituyendo en la ecuación se obtiene:

$$q_c = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty) \quad [\text{Ec.13}]$$

$$q_c = 200 \cdot 0,02062334 \cdot (1100 - 298) = 3307,98 \text{ W}$$

Esta será la energía máxima disipada por el disco de freno al ambiente mediante convección forzada.

III. Desarrollo proyecto

III.3.4. Cálculos vibraciones

En esta simulación se intentará llevar a cabo un análisis de algunas de las fuerzas que pueden aparecer con el comportamiento dinámico de la bicicleta. Las fuerzas descritas en los apartados anteriores y contempladas en las simulaciones hasta ahora, representan en su mayoría, cargas que pueden deberse a distintos factores que aparecen tanto estática como dinámicamente, sin embargo, en este apartado se pretende realizar un estudio de las componentes de fuerza que únicamente tienen lugar bajo acciones dinámicas, adscritas al movimiento de la bicicleta, que pueden ser transitorias o que experimenten una variación con el tiempo, y pueden suscitar al fallo de algún elemento o incluso al colapso de la estructura entera del vehículo.

Es decir, en la práctica, el mero hecho de avanzar por un terreno irregular con la bicicleta o incluso la aplicación de una fuerza de frenada que incremente o disminuya con el tiempo, va a generar una serie de cargas que sufrirán una variación en cada instante de aplicación, y, por lo tanto, no serán constantes, por lo que podrían disminuir los factores de seguridad de la pieza y provocar algún tipo de fallo no previsto.

Este tipo de cargas alternantes representan una de las componentes de estrés más importantes a tener en cuenta en el diseño y cálculo de una pieza instalada en un vehículo, ya que la resistencia a fatiga es un factor determinante en componentes que sufran esfuerzos de naturaleza alternante.

Para el estudio del efecto causado sobre la protección, por cargas de este tipo, se recurrirá al módulo de análisis de vibraciones del software SolidWorks. En él se pretende realizar un ensayo completo de diferentes cargas que puedan aparecer en la bicicleta durante el transcurso de una marcha, analizándolas a diferentes niveles de frecuencia para observar el comportamiento de la protección respecto al conjunto de la bicicleta.

Por una parte, se pretende asegurar la funcionalidad estructural de la pieza bajo condiciones de cargas alternantes o de esfuerzo por fatiga, es decir, que la protección sea capaz de mantener su integridad sin generar roturas o deformaciones excesivas por la entrada en resonancia del sistema. La protección deberá estar dotada de una rigidez suficiente para soportar dichos esfuerzos además de poseer una frecuencia propia capaz de no entrar en conflicto con las vibraciones producidas por cualquier factor del entorno.

III. Desarrollo proyecto

Por otra parte, uno de los resultados decisivos que arrojará este análisis es la posibilidad de rotación de la pieza sobre el eje pasante del buje de la rueda, en el que va anclado, debido a las posibles vibraciones que se puedan generar en la bicicleta por diversos motivos como un terreno irregular, una frenada intensiva, ...

Este factor debe ser cuidadosamente estudiado, debido a que la protección va anclada al eje pasante interior de la rueda, sin embargo, carece de fijación radial, ya que por el ajuste de presión entre el buje y el brazo de la horquilla se genera un par de fricción suficiente para asegurar su inmovilidad respecto al conjunto de la bicicleta, no obstante, teniendo en cuenta los efectos causados por las vibraciones a las que pueda verse sometida la pieza, es necesario asegurar la estanqueidad de la protección, debido a que si se produjera una rotación de la misma, podría entrar en contacto, causando interferencia, con alguna de las partes móviles colindantes a la protección y causar daños en su propia estructura o en alguno de los componentes de su alrededor.

En primer lugar, se determinará el ajuste existente entre el eje pasante de la rueda de la bicicleta y el agujero de la protección que servirá de fijación de la misma al eje.

Se pretende crear un ajuste que genere un par de apriete suficiente para garantizar la fijación e inmovilidad de la pieza, pero que a la vez sea capaz de permitir una notable facilidad de montaje, necesaria para su posible sustitución en mitad de una marcha ciclista. En la gráfica se puede observar las diferentes relaciones de tolerancias entre ejes y agujeros:

III. Desarrollo proyecto

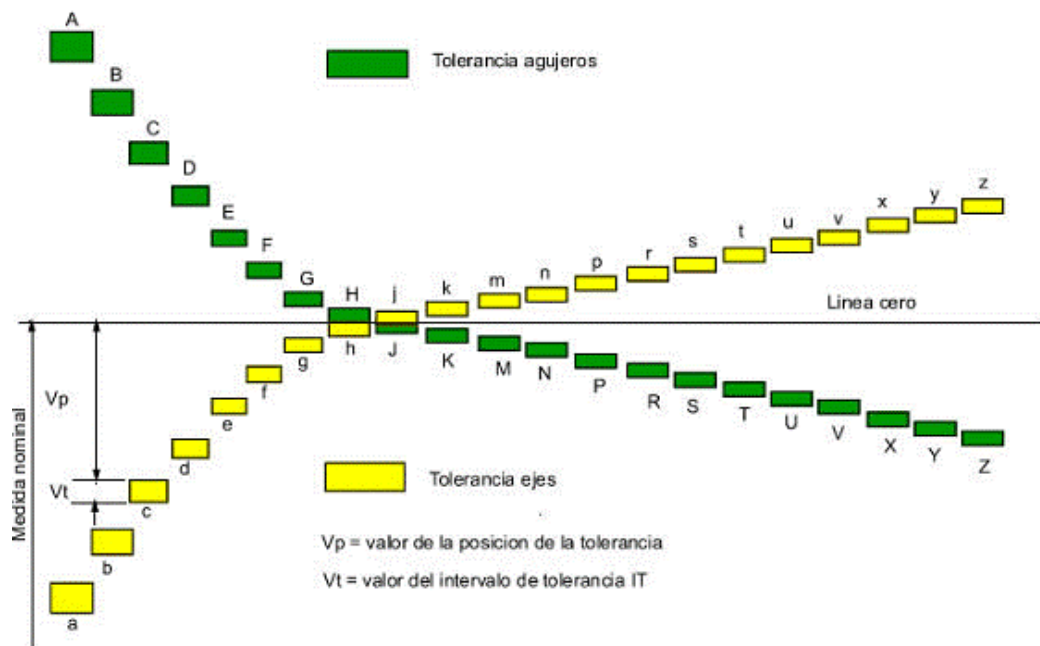


Figura 45. Gráfico de relación de tolerancias entre eje y agujero.

El diseño ideal de la protección, para garantizar una correcta fijación sin holguras que permitan la rotación o desplazamiento de la pieza, sería el uso del rango de tolerancias **H** en el agujero de la protección, siempre que el eje (determinado por el fabricante) usara rangos de tolerancias entre **h** y **j**.

En cuanto a la realización de los cálculos, las ecuaciones que rigen el comportamiento de cargas alternantes en representadas en forma de vibraciones, son las correspondientes a un movimiento sinusoidal:

$$X(t) = A \cdot \cos(\omega t + \theta) \quad [\text{Ec.15}]$$

Siendo sus derivadas:

$$\frac{dx}{dt} = -A \cdot \omega \cdot \sin(\omega t + \theta) \quad [\text{Ec.16}]$$

$$\frac{dx^2}{dt^2} = -A \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t + \theta) \quad [\text{Ec.17}]$$

III. Desarrollo proyecto

Donde:

A = Amplitud de la vibración.

ω = Frecuencia angular.

θ = Posición de inicio de la función.

Por lo que el término $A \cdot \omega^2$ de la segunda derivada de la función respecto del tiempo, será el valor máximo de aceleración que se le proporcionará a la fuerza.

Si definimos la fuerza de fricción generada entre la protección y el eje, tenemos:

$$F_r = \mu \cdot N \quad [\text{Ec.18}]$$

Donde:

μ = Factor de fricción entre la protección y el eje, dependiendo del material.

N = Fuerza normal de la protección respecto del apoyo en el eje.

Tras haber indicado las fórmulas anteriores, se puede deducir que para que la protección sufra algún movimiento respecto a su estado normal, la fuerza inducida por las cargas vibratorias, debe ser superior a la fuerza de fricción existente entre la protección y el eje en el que se asienta.

III.3.5. Cálculos impacto

En este apartado se tratará uno de los temas más importantes en cuanto al diseño y funcionalidad de la protección: la capacidad de absorción de energía de la pieza, o resistencia a impactos. Este es uno de los factores más importantes a tener en cuenta, debido a que la situación más susceptible de ocurrir y donde la protección debe realizar la función para la cuál ha sido diseñada, es el caso de producirse una caída del ciclista e impactar, ya sea con la suya propia o con la de otro, con la parte de la bicicleta donde se encuentra la protección del disco de freno. Es en esta situación donde se pretende que la protección cumpla con una de las solicitudes más críticas que se le demandan, ya que para garantizar la seguridad tanto del ciclista como de los componentes de la bicicleta, la protección debe absorber la energía derivada del impacto, sin romperse formando alguna arista viva que pudiera dañar a algún ciclista involucrado en la caída, y sin permitir una excesiva deformación, con la cual pudiera entrar en

III. Desarrollo proyecto

interferencia con algún otro componente de la bicicleta, dañándolo seriamente e impidiendo la continuación de la carrera al ciclista.

Para ello será muy importante la simulación de impactos en la pieza de la protección, para asegurarse que frente a una situación crítica para la pieza como puede ser una caída, ésta cumpla con su cometido y resguarde tanto al ciclista del disco de freno, como al disco de freno del impacto con el suelo o cualquier otro objeto que pudiera dañarlo.

Para que la protección pueda cumplir con las exigencias demandadas en este aspecto, debe tener una rigidez elevada, que pueda garantizar una deformación mínima, además de poseer una gran capacidad de absorción de energía, o tenacidad, que permita evitar la rotura de la pieza ante un impacto.

Para el cálculo de la energía total que la pieza de la protección debe absorber sin fracturarse, se deben aplicar las ecuaciones de energía:

$$E_p = m \cdot g \cdot h \quad \text{y} \quad E_c = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad [\text{Ec.19}] \text{ y } [\text{Ec.20}]$$

Conociendo que la energía mecánica es la suma de ambas (potencial y cinética) y se mantiene constante en todo momento:

$$E_m = E_p + E_c \quad [\text{Ec.21}]$$

Donde:

m = Masa del objeto

g = Aceleración de la gravedad

h = Altura desde la que el objeto empieza su caída o trayectoria

v = Velocidad que posee el objeto en el momento del impacto

Para la realización del cálculo se observará la norma EN 14781:2005, en el apartado 4.8.2, en el cual se especifican las condiciones para la realización de un ensayo a impacto por caída libre de una masa, el cual es utilizado para garantizar la seguridad de los componentes que conforman la parte delantera de la bicicleta, es decir, la horquilla delantera, o en su ausencia, la parte del chasis que conecta la rueda con el resto de la estructura de la bicicleta.

III. Desarrollo proyecto

Para la ejecución del ensayo, la norma establece el siguiente procedimiento: dejar caer sobre la bicicleta, colocada en posición vertical, una masa de 22,5 kg a una distancia de la parte delantera de la misma de 212 mm, de forma que impacte directamente sobre la zona delantera de la bicicleta, como se puede apreciar en la imagen.

Dado que la exigencia de la normativa respecto a los sistemas de soporte y suspensión de la bicicleta obliga a los mismos a soportar este tipo de impactos manteniendo la integridad de los componentes que los conforman en todo momento, y dado que las protecciones de disco de freno no están aún establecidas en este deporte y por lo tanto no existe normativa referente a estas piezas, se ha decidido realizar el mismo tipo de ensayo para la protección que el especificado en la norma mencionada para los sistemas de soporte y suspensión de la bicicleta.

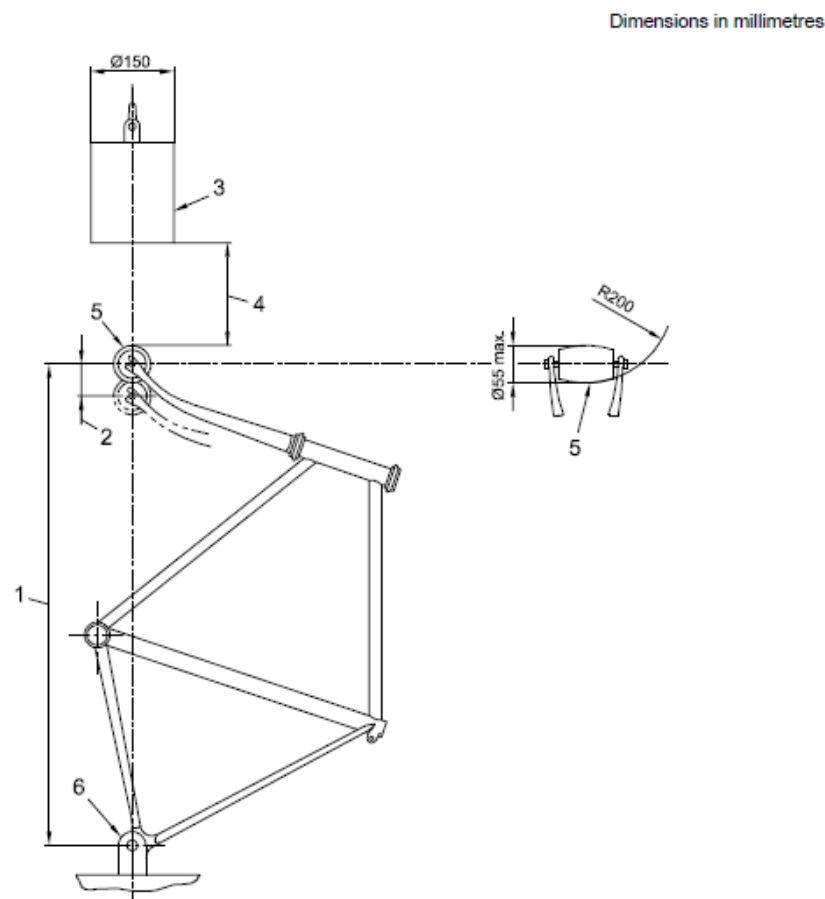


Figura 46. Representación gráfica de la disposición de los elementos necesarios para la realización del ensayo de impacto según normativa.

III. Desarrollo proyecto

Por lo tanto, se obtendrán los parámetros necesarios para la realización de los cálculos de los valores establecidos en la normativa para la ejecución del ensayo.

$$h = 0,212 \text{ m};$$

$$m = 22,5 \text{ kg};$$

Por lo que sustituyendo en la ecuación y despejando:

En el momento inicial

$$E_m = E_p + E_c = 22,5 \cdot 9,81 \cdot 0,212 + 0 = 46,7937 \text{ J}$$

Y en el momento del impacto

$$E_m = E_p + E_c = 0 + \frac{1}{2} \cdot 22,5 \cdot V^2 = 46,7937 \text{ J}$$

Despejando

$$V = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,212} = 2,03947 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad [\text{Ec.22}]$$

Estas serán la velocidad de la masa en el momento del impacto, y la energía generada durante el impacto que la protección deberá absorber.

Los diferentes resultados obtenidos en este apartado serán los parámetros que se utilizarán como datos de entrada en la realización de las diferentes simulaciones.

III. Desarrollo proyecto

III.4. ESTUDIO Y DEFINICIÓN DE CONDICIONES DE CONTORNO.

Tras haber finalizado la modelización del prototipo de la protección, y haber definido los parámetros que actuarán como datos de “Entrada” en las simulaciones, aún queda por definir, lo cual se realizará en el siguiente apartado, los estados y características de las uniones que servirán de anclaje de la pieza de la protección con respecto a los sistemas y componentes colindantes.

En el siguiente apartado se tratará de definir las características de las diferentes uniones entre componentes que conforman el ensamblaje entre la pieza de la protección y los demás sistemas de su entorno.

Para ello, se ha diseñado, además de la pieza de la protección, el conjunto de elementos que forman el entorno más directo de la protección, modelizándose los mismos, de igual forma que la protección, mediante software CAD, concretamente SolidWorks, con la finalidad de poder crear un ensamblaje, que sirva a la vez tanto para definir las condiciones de unión entre el mismo y la protección, como para proporcionar una perspectiva más ajustada a la realidad sobre el comportamiento de la pieza de la protección frente a las diferentes simulaciones, ya que esto no solo proporcionará información acerca del comportamiento de la protección, sino también de su interacción con el entorno más próximo a esta.

En primer lugar, se procederá a la definición tanto de la unión de la protección al conjunto de la bicicleta, como a la unión entre las dos partes que conforman la pieza de la protección.

El modelizado de la protección se ha realizado según el criterio de que la parte interna de la protección irá ensamblada previamente en el conjunto de la rueda, con el fin de facilitar el montaje y desmontaje de la misma durante la competición. Esta parte interior de la protección, irá anclada al eje pasante de la rueda, de tal forma que su unión se realice mediante ajuste – presión, como ya se ha definido previamente. En cambio, para realizar una correcta fijación axial, la pieza de la protección, irá fijada por presión e interferencia entre el buje y el brazo de la horquilla, sujetando así entre ambos componentes la protección para que no tenga deslizamiento.

III. Desarrollo proyecto

En cuanto a la unión entre ambas partes de la protección, se ha decidido conformarla según el mismo principio de fijación mediante ajuste – presión. En este caso, la parte interior ha sido dotada de unas protuberancias cilíndricas, situadas radialmente en la periferia de la pieza, que encajarán con los agujeros practicados en la pieza exterior de la protección y que compondrán el sistema de unión, de forma que acoplen perfectamente, pero sin dejar holguras.

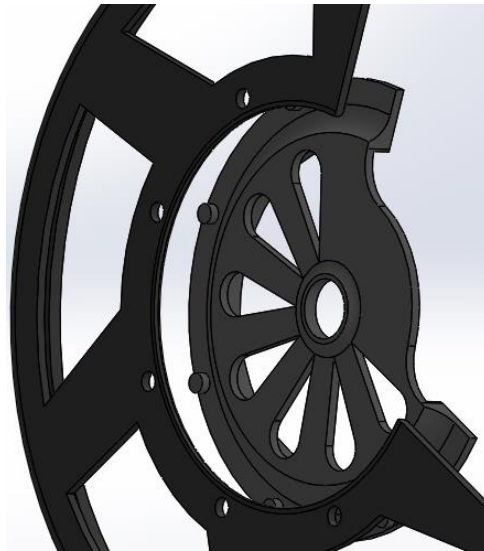


Figura 47. Elementos de unión entre la parte interior y exterior de la protección.

De esta forma, frente a un cambio de rueda, solo se debe aplicar presión a la pieza exterior de la protección para extraerla y montarla sobre la parte interior de la protección de la rueda de recambio, que como ya se ha indicado, deberá ir previamente montada, facilitando así el proceso de montaje y desmontaje de la protección, y alterando lo más mínimo posible el tiempo necesario para la sustitución de la rueda.

Por otra parte, ahora se indicarán los diferentes componentes modelizados con el fin de ensamblar la pieza de la protección junto a los subsistemas con los que tendrá que interactuar.

III. Desarrollo proyecto

III.4.1. El buje

El primer componente modelizado ha sido el buje de la rueda. El buje es la parte central de la llanta al cuál irán anclados tanto el disco de freno como los radios de la rueda. El diseño inicial de esta pieza se ha obtenido de una página web (GrabCAD) que ofrece archivos en software CAD sobre piezas y componentes normalizados de todo tipo según fabricante. Al diseño estandarizado original se le han variado algunas medidas, para adaptar las dimensiones del buje, con la finalidad de reproducir en el modelo que utiliza la bicicleta sobre la cual se intentará montar el prototipo ya fabricado. La parte exterior del buje, en el lateral en el que se sitúa el disco de freno, actuará como tope o retén de fijación que limitará en un sentido el desplazamiento axial de la pieza de la protección.

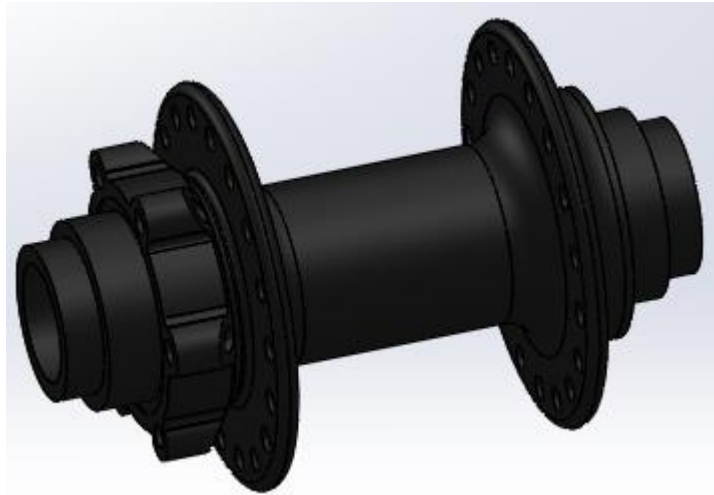


Figura 48. Bujes.

III.4.2. El eje pasante

La siguiente pieza será el eje pasante que se alojará en el interior del buje, y será el encargado de mantener la estanqueidad y fijación de todos los elementos anclados al eje de la rueda. El eje ha sido modelizado según las dimensiones del buje, y teniendo en cuenta los estándares de producción de los principales fabricantes de estos componentes. Este, irá anclado al buje mediante rodamientos, los cuales se han simulado con cilindros de las mismas dimensiones que los mismos. También se han modelizado los topes de cada extremo, simulando las tuercas existentes en estos puntos, que se encargarán de compactar todo el sistema de

III. Desarrollo proyecto

anclaje del eje de la rueda, y asegurar así su fijación, garantizando la presión que procurará la inmovilidad de las diferentes piezas mediante fricción de unas con otras.

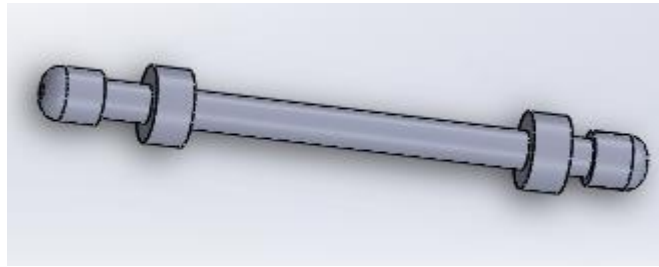


Figura 49. Eje pasante

III.4.3. El disco de freno

Esta pieza, de la que tanto se ha hablado previamente en el proyecto, de la cual se ha definido tanto su geometría como sus funciones, se ha obtenido de la misma página web, que ofrece diseños en archivos de CAD, de la que se ha obtenido el modelo del buje. Se ha obtenido el modelo de esta página, debido a la necesidad de contar con una pieza con las medidas estandarizadas y proporcionadas por el fabricante, ya que se desea que este componente sea idéntico al modelo real, debido a la importancia que recae sobre dicha pieza, al ser uno de los componentes más importantes cuyo comportamiento se desea estudiar mediante las simulaciones. El disco será el encargado, por una parte, de fijar el límite hasta el que la protección se podrá deformar, debido a que no deben nunca entrar en contacto ambas piezas por los daños que se podrían ocasionar entre ellas, por ello las dimensiones deben ser lo más precisas posibles. Por otra parte, en las simulaciones térmicas, el disco será el foco emisor de calor, por ello, el hecho de que las medidas de este coincidan exactamente con las de la pieza real, es de vital importancia, ya que la variación de las mismas podría significar incurrir en unos resultados que no reflejen la realidad y que con ello no se realice un diseño correcto de la protección. El disco irá anclado al buje mediante tornillos situados de forma radial en el agujero interior del disco.

III. Desarrollo proyecto

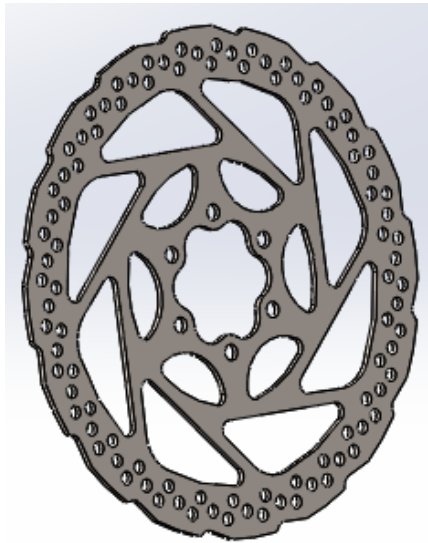


Figura 50. Disco de freno.

III.4.4. El brazo de la horquilla

A continuación, se ha diseñado, tomando como referencia la bicicleta sobre la que se montará el prototipo fabricado, el brazo izquierdo de la horquilla de la suspensión, junto con el caliper de freno, intentando recrear de la forma más semejante a la realidad posible, las dimensiones y la geometría de esta parte del componente. La horquilla, irá unida al eje pasante, de forma que esta quede completamente fijada al mismo por la presión ejercida mediante las tuercas del eje, situadas a cada extremo de éste. El brazo de la horquilla, será el encargado de limitar el movimiento axial de la protección mediante el contacto directo con la parte interior de esta. También servirá como límite a establecer para la posible deformación de la protección, ya que, al igual que sucede con el disco, la excesiva flexión de la protección puede causar que ambos componentes entren en contacto y se puedan llegar a dañar ambas partes.

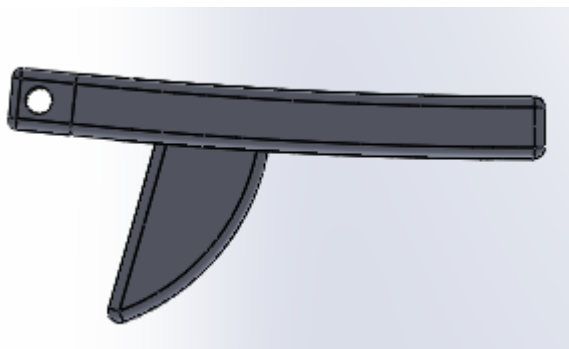


Figura 51. Brazo de la horquilla delantera.

III. Desarrollo proyecto

III.4.5. Los radios

Por último, se han modelizado también los radios de la rueda, respetando las dimensiones de los agujeros normalizados del buje donde estos irán alojados. Conociendo el diámetro de los radios, se han extruido de forma que tengan una longitud suficiente para estudiar, mediante las simulaciones, si el comportamiento de la protección es alterado por este factor, ya que de igual forma que en el disco de freno y en el brazo de la horquilla, la protección bajo ningún concepto debe entrar en contacto con los radios debido a la deformación de la misma bajo la acción de alguna carga, con el fin de evitar causar posibles daños a los demás sistemas de a bicicleta



Figura 52. Radio.

III.4.6. Conjunto completo

Este sería el aspecto del conjunto completo con todos los componentes ensamblados.

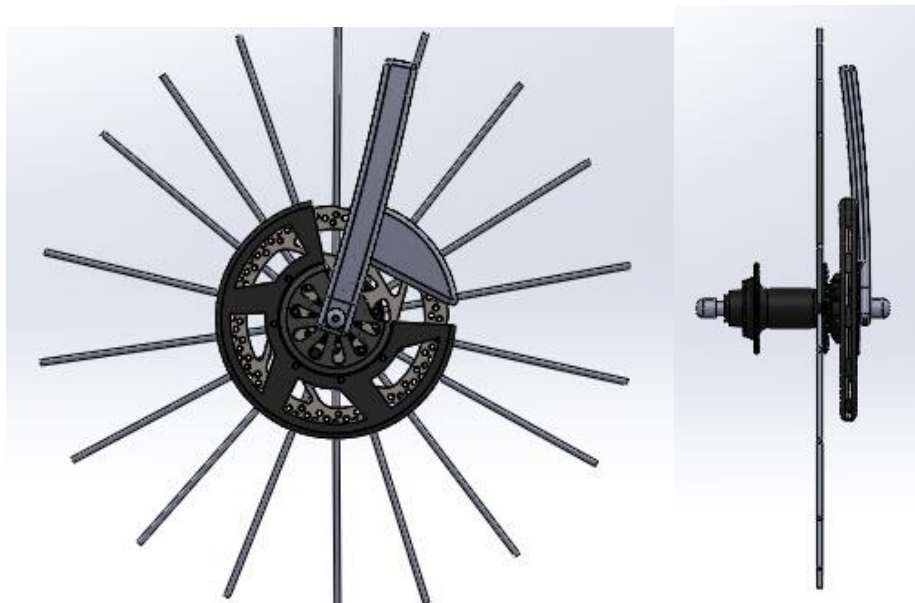


Figura 53. Vista del conjunto de los elementos de contorno ensamblados de la parte delantera.

III. Desarrollo proyecto

Para el conjunto de la rueda trasera, los únicos elementos que se han modificado han sido el brazo de la horquilla y la geometría de la protección (para ajustarla a esta), ya que el eje de la rueda trasera va anclada al cuadro de la bicicleta y tanto el brazo como el enganche poseen una forma distinta.

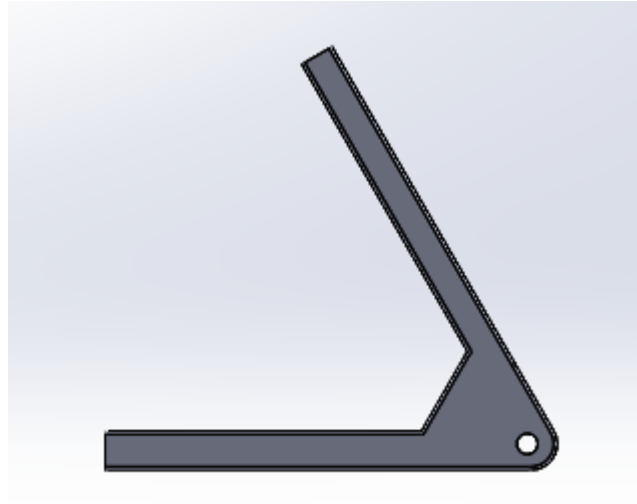


Figura 54. Brazo del cuadro donde va ensamblada la rueda trasera.

Este sería el aspecto del conjunto de la rueda trasera.

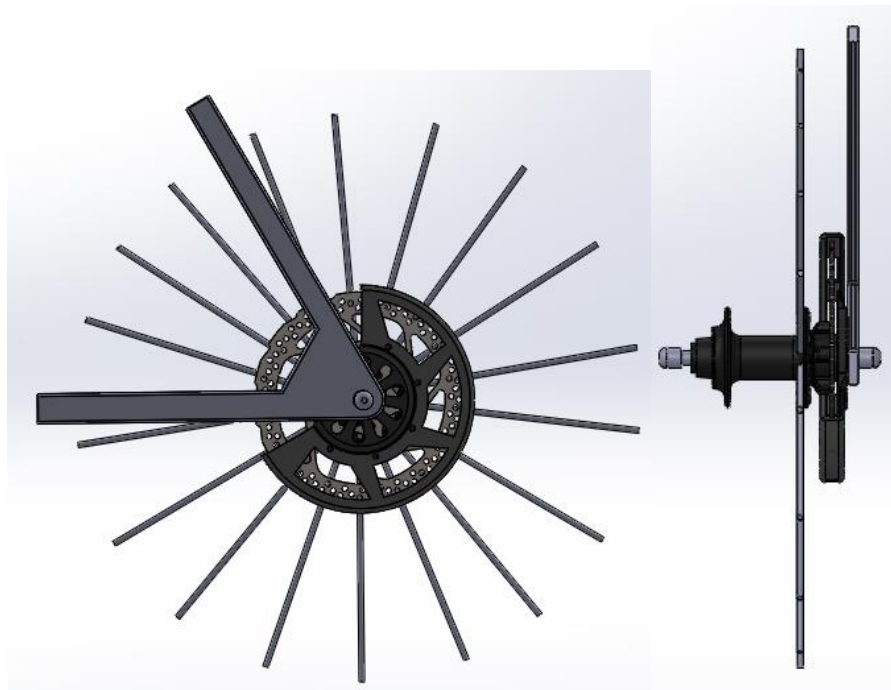


Figura 55. Vista del conjunto de los elementos de contorno ensamblados de la parte trasera.

III. Desarrollo proyecto

Una vez definido el conjunto completo, se pueden realizar las simulaciones, ya que ahora se nos permitirá observar el comportamiento no solo de la protección, sino de los diferentes elementos que la circunvalan, y su interacción entre ellos.

III. Desarrollo proyecto

III.5. SIMULACIÓN BAJO CARGAS ESTÁTICAS.

III.5.1. Simulación

En el siguiente apartado se realizará la primera de las diferentes simulaciones previstas, que permitirá un conocimiento más exhaustivo del comportamiento de la pieza de la protección bajo condiciones de trabajo similares a la realidad. La siguiente simulación, realizada mediante la herramienta de Análisis de Elementos Finitos que posee el propio software con el que se ha realizado el diseño de las piezas (SolidWorks), tratará de aportar datos, mediante la interpretación de los resultados obtenidos tras el ensayo, acerca del estado tensional al que estará sometido la protección, cuando se le apliquen las diferentes fuerzas y cargas de trabajo que previamente se han determinado en el apartado de cálculos, y que tratarán de recrear de la forma más precisa posible las condiciones de trabajo a las que se enfrentará la protección durante su vida útil.

Se ha considerado necesaria la realización de esta simulación previamente a la caracterización definitiva de la pieza, debido a que, para realizar de la forma más correcta posible la posterior elección de material, se deben conocer las condiciones de trabajo del mismo, igual que las propiedades que debe tener, con la finalidad de poder escoger el tipo de compuesto más adecuado para las condiciones de funcionamiento descritas.

A continuación, se explicará el proceso seguido para la correcta introducción de los parámetros de “entrada” de la simulación, para posteriormente, realizar un análisis e interpretación de los resultados tanto gráficos como numéricos obtenidos y certificar así las características que debe cumplir el material seleccionado, según el criterio que se aplicará posteriormente, con el fin de garantizar su integridad estructural y de funcionamiento.

En primer lugar, una vez iniciado el programa SolidWorks, se seleccionará el módulo de SOLIDWORKS Simulation, creando un nuevo estudio de Análisis estático.

III. Desarrollo proyecto

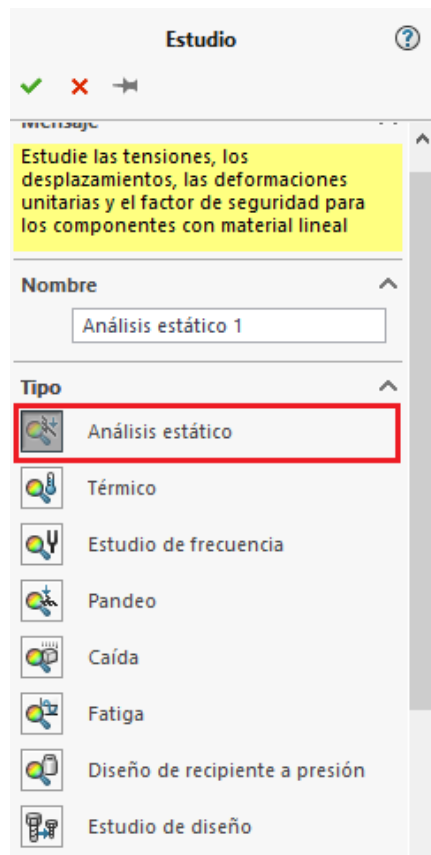


Figura 56. Selección del módulo de análisis estático.

El primer paso o el primer parámetro que se exige que se introduzca en el asesor de estudios, es el material del que estará conformado la pieza a analizar. En este caso omitiremos este paso, debido a que el proceso de selección de material se realizará posteriormente a la ejecución de los diferentes estudios o simulaciones, ya que se requiere el conocimiento de los resultados de los análisis para poder seleccionar de forma adecuada el material que mejor se adapte a las necesidades del componente.

En este primer análisis estático se desea obtener los estados tensionales que se generarán en la pieza de la protección como consecuencia de la aplicación de las cargas de trabajo a las que se verá sometida durante su período de vida útil. Para la obtención de los estados tensionales no es necesaria la previa selección del material a utilizar, ya que estos solo dependen de la geometría de la pieza y de las cargas o fuerzas aplicadas. Más adelante, tras la selección y el cálculo de material, se realizará el mismo ensayo para la obtención de los parámetros de deformación de la protección, ya que previamente se habrán determinado las propiedades mecánicas del material.

III. Desarrollo proyecto

En segundo lugar, en el asesor de estudios se deben definir los contactos entre componentes, ya que en el proceso de modelado de algunas piezas se deben hacer mediante ensamblajes de varios subsistemas, lo cual puede dar lugar a que el programa interprete la posición de algunas piezas o componentes como “flotantes”, y que debido a esto se generen algunas variaciones o alteraciones en la obtención de resultados, causando que los mismos no sean fieles a la realidad. En este caso en particular, como en los diferentes sistemas que se analizarán no existe ninguna pieza ni ensamblaje definido por las características descritas anteriormente, se seleccionará el tipo de contacto entre sólidos como “unión rígida”. Tras haber seleccionado este tipo de contacto, se especificará de forma más concreta el método de fijación entre componentes. Para definir la fijación entre el agujero interior de la protección y el eje pasante de la rueda, se definirá como contacto por fricción, para lo cual se pide que se ingrese el valor del coeficiente de fricción entre ambos componentes. Como este valor depende del material, este valor se definirá tras la selección y cálculo del mismo, ya que únicamente se requerirá para la realización del análisis de desplazamientos y deformaciones.

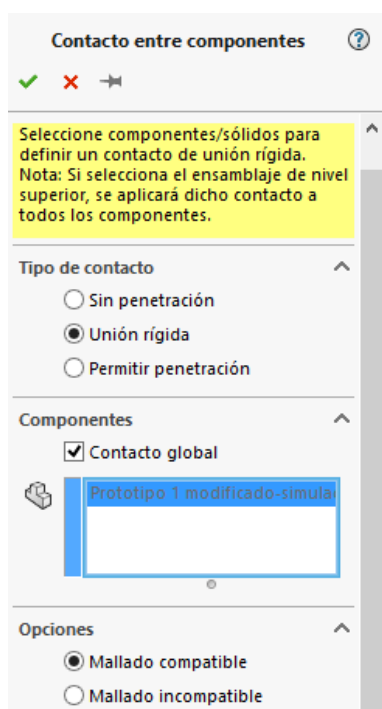


Figura 57. Selección del tipo de contacto entre componentes del ensamblaje.

El tercer paso que pide el asesor de estudios, es la definición de las sujeciones de la pieza. En este caso, bajo la aplicación de cargas en los extremos de la protección, el tipo de

III. Desarrollo proyecto

sujeción que más asemejará el comportamiento real de la pieza es “Geometría fija”. Para ello, se selecciona esta opción y se indica que este tipo de sujeción actuará en la cara interior del agujero donde irá acoplada la protección al eje, ya que las cargas no serán aplicadas para estudiar el efecto de la rotación de la pieza sobre su eje, factor que se estudiará más adelante, sino el estado tensional en los extremos más desfavorables de la protección. Por ello, la mejor forma de asemejar el comportamiento de la pieza ensamblada el eje, es mediante el supuesto de fijación de la misma en la zona interior del agujero.

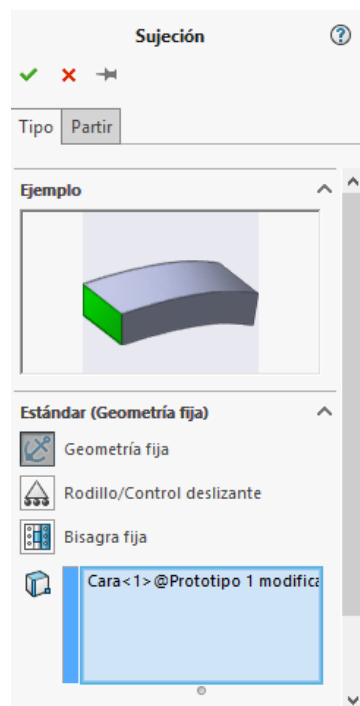


Figura 58. Selección del tipo de fijación del ensamblaje.

El siguiente paso en la definición de parámetros para la realización de la simulación, consistirá en la introducción del valor, sentido, posición y tipo de fuerza a la que se verá sometida la pieza durante la simulación. Para este caso concreto, el tipo de carga al que se verá sometida la pieza durante la simulación, será una fuerza, de sentido perpendicular a la superficie de la pieza exterior de la protección, que se aplicará en la superficie radial más alejada del centro, que es el punto de apoyo, con el fin de generar el mayor valor de momento posible, para recrear el más extremo de los casos. El valor que se introducirá a la fuerza será el valor máximo de los calculados en el apartado de “Definición de estados tensionales”.

III. Desarrollo proyecto

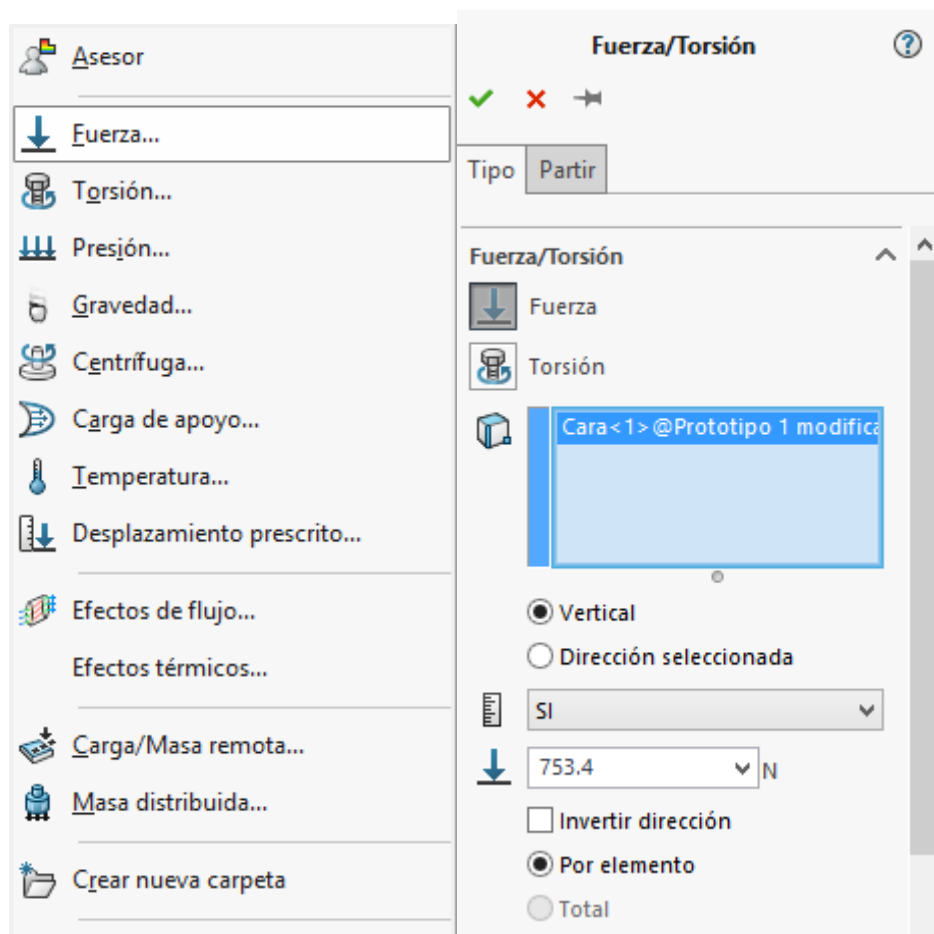


Figura 59. Selección del tipo y magnitud de fuerza aplicada en el ensayo.

Tras haber definido todos los datos de entrada para la realización del análisis, el siguiente parámetro a definir es el mallado. El mallado, es el sistema que utilizan los softwares que realizan los cálculos mediante el método de Análisis de Elementos Finitos, que consta de una división de una pieza en volúmenes más pequeños, contiguos entre ellos, en los cuáles se realiza un análisis individual de cada uno de ellos para posteriormente obtener un resultado global mediante la composición de los diferentes cálculos de cada volumen. La densidad de estos volúmenes por unidad de área de la pieza, o el tamaño de los mismos, serán los indicadores de la precisión del cálculo, debido a que cuando menor sea el volumen, o mayor sea la malla, más precisos serán los datos obtenidos tras la simulación. Para este caso, se ha utilizado el tipo “malla basada en curvatura”, con la finalidad de eludir las complicaciones que puedan surgir debido al contacto entre componentes ya que estos deben ir encajados por ajuste – presión.

III. Desarrollo proyecto

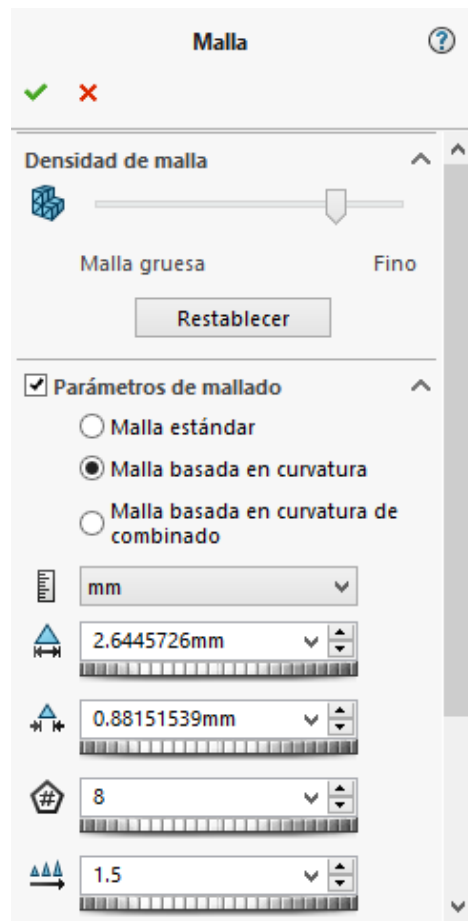


Figura 60. Selección del tipo de mallado aplicado en el ensayo.

Como último paso antes de la ejecución del análisis, queda definir, en el apartado de análisis de resultados, la confirmación de indicar el guardado, en los archivos de resultados, las tensiones y deformaciones calculadas en el estudio (aunque en este caso solo interesen las tensiones), ya que, por defecto, el programa sólo guarda los desplazamientos y las deformaciones.

III. Desarrollo proyecto

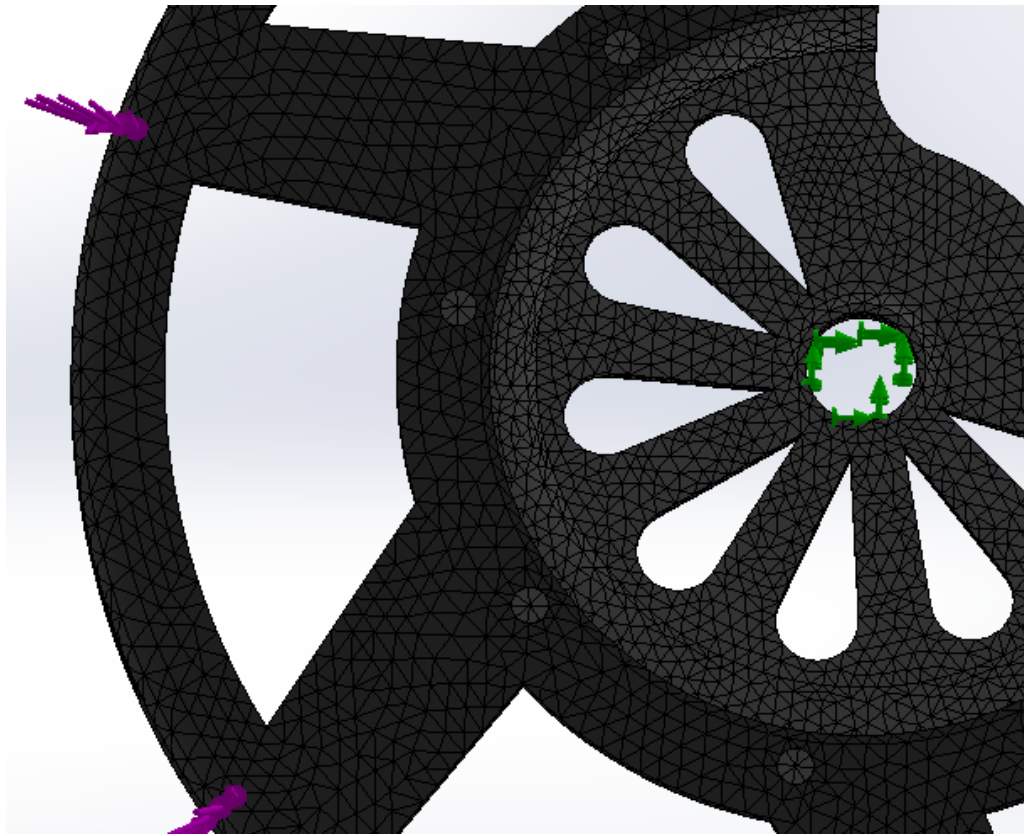


Figura 61. Vista del mallado, la fijación del conjunto y la aplicación de la fuerza en el ensayo.

Tras haber completado la introducción de parámetros de entrada mediante los pasos aquí descritos, se procederá a la ejecución del análisis.

Cabe añadir, que, al ser el objeto de la realización del siguiente análisis, los estados tensionales de la pieza de la protección, se ha escogido únicamente el modelo de la protección para ejecutar la simulación, sin necesidad de ensayar el ensamblaje completo de los subsistemas unidos a la rueda delantera. El ensayo de este ensamblaje se deja para el ensayo de deformaciones, donde si se requerirá conocer la interacción de la protección con los demás elementos de su alrededor.

III. Desarrollo proyecto

III.5.2. Resultados.

Una vez realizados los cálculos se procederá a su análisis.

El factor que mayor interés despierta en este análisis es el conocimiento del estado tensional de la pieza, ya que hasta que no se realice el cálculo y la selección de materiales no se podrán obtener con gran precisión los valores de deformaciones de la pieza, los cuales también proporciona este tipo de análisis.

Aquí se pueden observar los resultados obtenidos tras la simulación, además de una interpretación gráfica de la distribución de los mismos a lo largo de la pieza

Fuerzas de reacción

Tabla 3. Resultados de fuerza del ensayo de cargas estáticas proporcionadas por el software.

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-138.581	-106.384	484.055	514.618

Tensiones Principales

Tabla 4. Resultados de tensiones del ensayo de cargas estáticas proporcionadas por el software.

Nombre	Tipo	Mín.	Máy.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	218433 N/m ² Nodo: 37827	1.38997e+009 N/m ² Nodo: 6456

III. Desarrollo proyecto

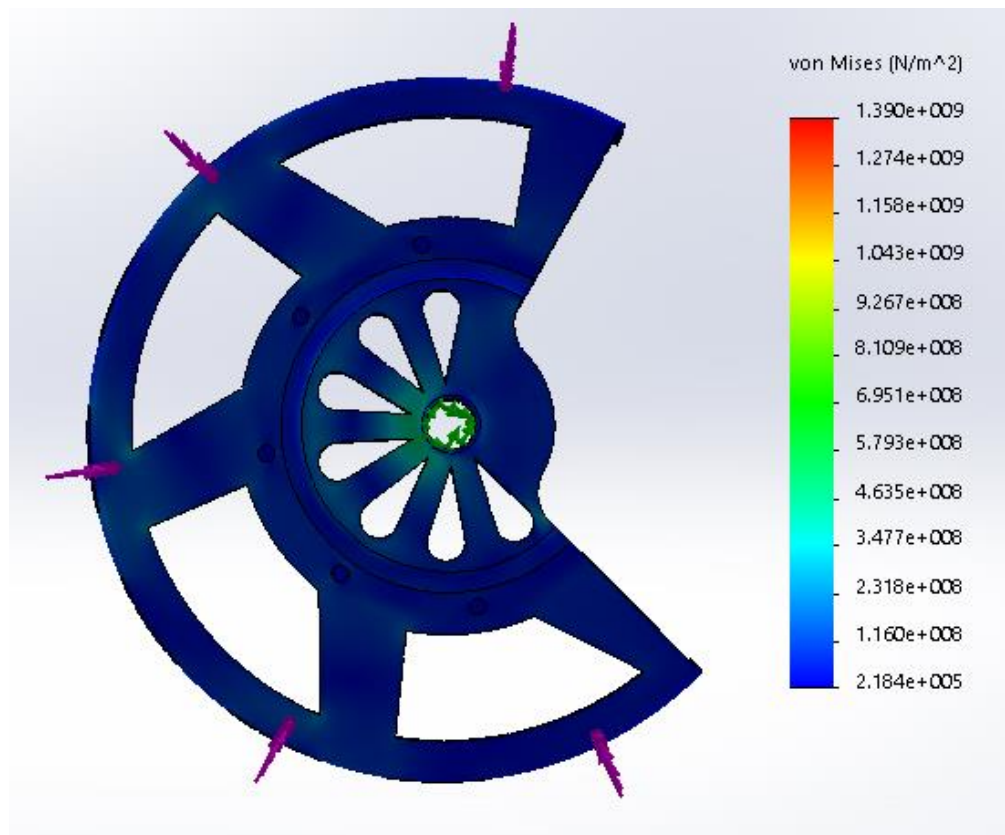


Figura 62. Resultados de tensiones en el análisis estático.

Como se puede observar en la imagen, los valores de tensión máxima se sitúan alrededor del agujero donde va anclada la protección al eje pasante de la rueda. Estos valores se suelen encontrar en esta zona, debido a que se ha supuesto un tipo de fijación de la protección al eje como rígida, en la cual no se contemplan los deslizamientos a causa del vencimiento de la fricción entre componentes. Debido a esto, simula un empotramiento en la fijación, que, conjuntamente con la aplicación de la fuerza en el extremo más alejado del punto de anclaje, hacen de esta una zona crítica para la generación de tensiones. No obstante, aunque en esta zona se concentren los valores más elevados de tensión en la pieza, ninguno de ellos posee un valor crítico que pudiera crear algún tipo de conflicto en el sistema. Por lo tanto, se puede determinar que la protección puede soportar, sin excesiva dificultad, cargas de esta magnitud, asegurando siempre su integridad.

III. Desarrollo proyecto

III.5.3. Simulación 2.

Tras haber finalizado el primer análisis, a continuación, se procederá a la realización del segundo ensayo estático de cargas, esta vez a cargo de la pieza del segundo modelo de protección, la cual será la segunda alternativa a estudiar.

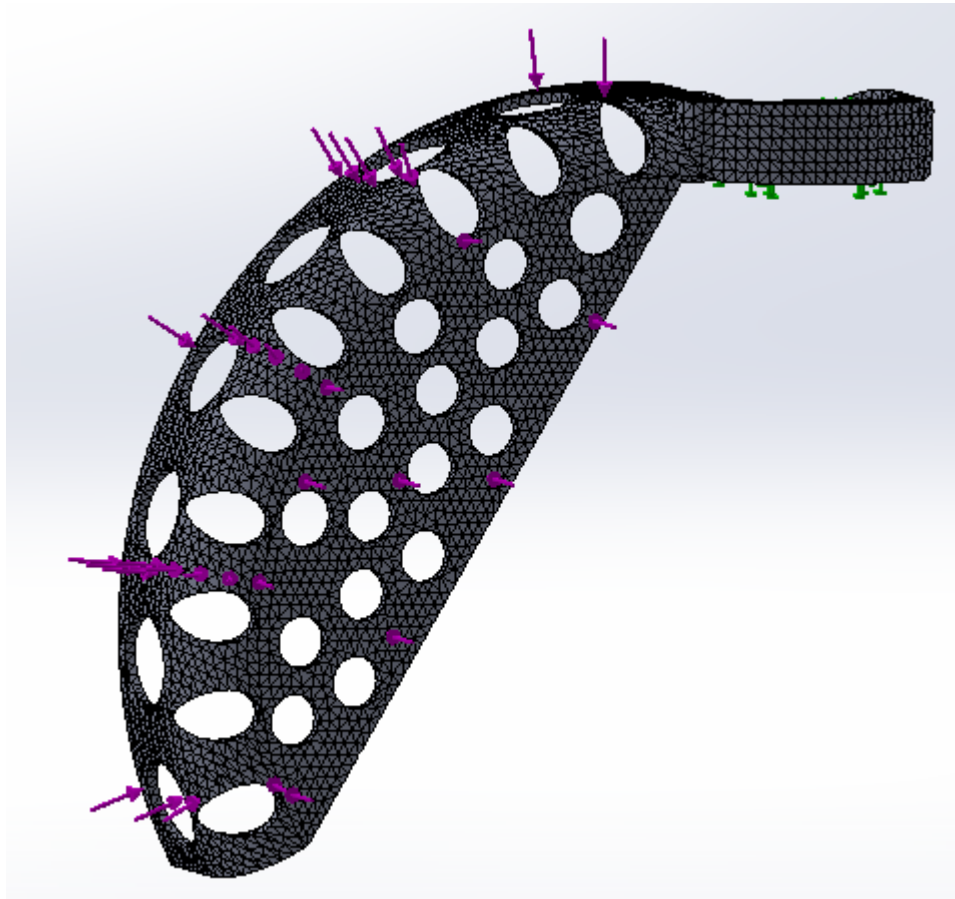


Figura 63. Vista del mallado, la fijación del conjunto y la aplicación de la fuerza en el ensayo.

Para la simulación de esta pieza, se han seguido exactamente los mismos pasos descritos en la primera simulación, ya que ambas se deben ensayar de la misma forma y con las mismas condiciones para que los resultados obtenidos sean extrapolables y se pueda realizar una comparación válida para decantar la fabricación en favor de un modelo.

III. Desarrollo proyecto

Durante la realización de la simulación, en el transcurso del cálculo, se ha generado un mensaje de error, en el cual se indicaba que el modelo de cálculo estándar iba a generar posibles variaciones en los resultados, debido a que, por efecto de la geometría de la pieza, el método más apropiado para la realización del cálculo es el de “grandes desplazamientos”. Tras la generación de este mensaje de advertencia se ha seleccionado este modelo de resolución y se ha reiniciado el cálculo, el cual se ha completado satisfactoriamente sin ningún tipo de incidente.

III. Desarrollo proyecto

III.5.4. Resultados 2.

Tras la finalización del análisis, se han obtenido los datos de los resultados obtenidos, los cuáles también se han representado gráficamente.

Fuerzas de reacción

Tabla 5. Resultados de fuerza del ensayo de cargas estáticas proporcionadas por el software.

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-887.514	532.898	1190	1577.26

Tensiones Principales

Tabla 6. Resultados de tensiones del ensayo de cargas estáticas proporcionadas por el software.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	393.226 N/m ² Nodo: 28080	1.50183e+010 N/m ² Nodo: 27600

III. Desarrollo proyecto

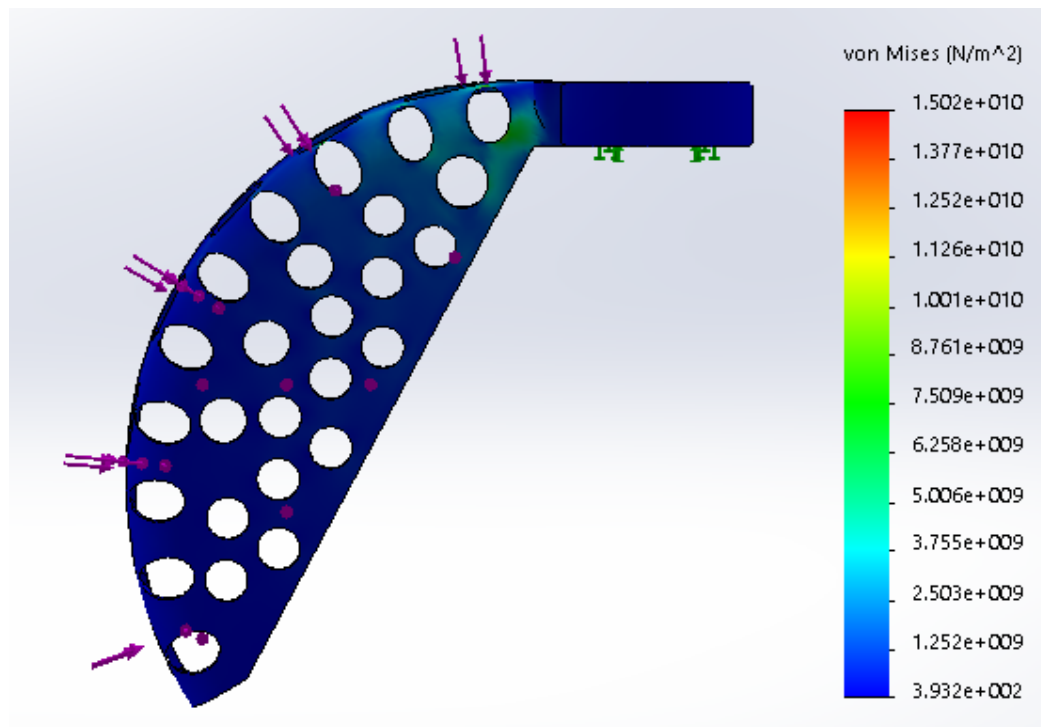


Figura 64. Resultados de tensiones en el análisis estático.

Tras observar los resultados obtenidos en este ensayo, se puede observar como los valores de las tensiones son muy superiores a las generadas en el primer modelo. Para esta pieza, los valores máximos de tensiones se encuentran situadas en la unión del enganche de la protección con el cuerpo de la misma, y sus valores máximos, aunque no son descalificantes, son muy superiores a los del primer modelo, lo cual decantará una falta de rigidez de este modelo respecto del anterior. Sin embargo, para poder descartar uno de los dos, se tendrán que tener en cuenta los resultados del análisis de deformaciones, el cual se realizará tras el cálculo de material.

III. Desarrollo proyecto

III.6. SIMULACIÓN BAJO CARGAS TÉRMICAS.

En este apartado se realizarán las diferentes simulaciones térmicas de la pieza, con el fin de establecer tanto los valores de disipación térmica como los valores de trabajo de la protección, viéndose ésta sometida a un incremento de la temperatura.

Como ya se ha mencionado en el apartado de cálculos, el análisis que se va a realizar en este apartado, pretende dar a conocer valores próximos a la realidad acerca de las variaciones de temperatura que puede sufrir la protección durante su período de funcionamiento, ya que la pieza o componente que se guarecerá en el interior de la protección será el disco de freno, el cuál es el elemento más susceptible de sufrir excesivos calentamientos, debido a la fricción que se produce durante el accionamiento del freno, para detener o aminorar la velocidad de la bicicleta.

Los principales objetivos de esta simulación, será determinar la funcionalidad y grado de afectación, así como el posterior comportamiento bajo el sometimiento de la protección a cargas térmicas proporcionales a la temperatura alcanzada tras una frenada intensiva.

Además de la simulación del comportamiento de la protección bajo elevadas temperaturas de trabajo, también se pretende analizar la capacidad de la protección de transferir un determinado flujo de aire hacia su interior, es decir, hacia el disco de freno, para comprobar que la pieza modelizada no solo cumpla con su función estructural, sino que es respetuosa con los sistemas de alrededor, concretamente, permitiendo una correcta refrigeración del disco.

Para poder recrear de forma correcta todas las circunstancias posibles a las que se puede enfrentar la protección, y que se han descrito anteriormente, se realizarán varios ensayos térmicos, variando entre la transmisión de calor desde el disco hacia la protección mediante convección natural y convección forzada, ya que representan ambas posibilidades de funcionamiento de estos sistemas.

De la misma forma que se ha ejecutado el análisis anterior, se someterán a ambos ensayos propuestos los dos modelos de protección, con el fin de realizar una comparativa entre

III. Desarrollo proyecto

ambos para la posterior elección de una de las dos. Aquí se estudiará tanto qué modelo tiene mejor comportamiento ante situaciones de trabajo con elevadas cargas térmicas, como cuál de las dos protecciones permite una mejor refrigeración del disco. Debiendo, ambas, de mantener siempre su integridad estructural y su correcto desempeño bajo las condiciones a las que se someterán.

Por otra parte, cabe señalar, que, para la realización de los ensayos térmicos, se ha considerado conveniente, siempre en favor de representar las condiciones de funcionamiento de la protección de la manera más fiel posible a la realidad, que se realice la simulación estando la protección ensamblada al conjunto de componentes que forman la rueda delantera y que se han definido en el apartado anterior. Con esto se pretende analizar cómo se realizará la transmisión de calor desde el disco hacia la protección, debido a que las medidas en base a las cuáles se han diseñado los demás componentes de la rueda, son las que se han obtenido tras realizar las pertinentes mediciones del modelo de bicicleta para el cual se fabricará y montará el primer prototipo. Es por ello, que la transmisión de calor será realizada desde una distancia similar a la realidad, ya que se determinará como foco emisor de radiación térmica el disco de freno.

III.6.1. Simulación 1

A continuación, se explicará el proceso seguido para la introducción de los parámetros de “entrada”. En primer lugar, para el ensayo de transmisión de calor por convección natural, se accederá al bloque de simulaciones, una vez iniciado el SolidWorks, y se creará un nuevo estudio térmico.

El primer parámetro que el asesor de estudios exige que se introduzca, es el material. Para este caso, aunque el material de la protección aún no esté definido, no tendrá una importancia relevante, debido a que en ambos estudios térmicos que se van a realizar la transmisión de calor se producirá mediante el fenómeno de convección, en donde las características que definirán dicho proceso son las propias del fluido refrigerante, y no del material de la pieza, cuyas características térmicas valdrían para un proceso de transmisión de calor por conducción.

III. Desarrollo proyecto

Sin embargo, el material que sí es estrictamente necesario introducir, es el propio del disco de freno, ya que según las propiedades térmicas de dicho material los valores de emisividad de radiación térmica variarán.

Por lo tanto, el primer paso será la introducción del material, únicamente, del disco de freno, ya que los demás componentes no verán significativas variaciones en sus resultados debido a la omisión de este valor. Para el disco de freno, el material seleccionado es el “AISI 316 Chapa de acero inoxidable” de la librería interna del programa.

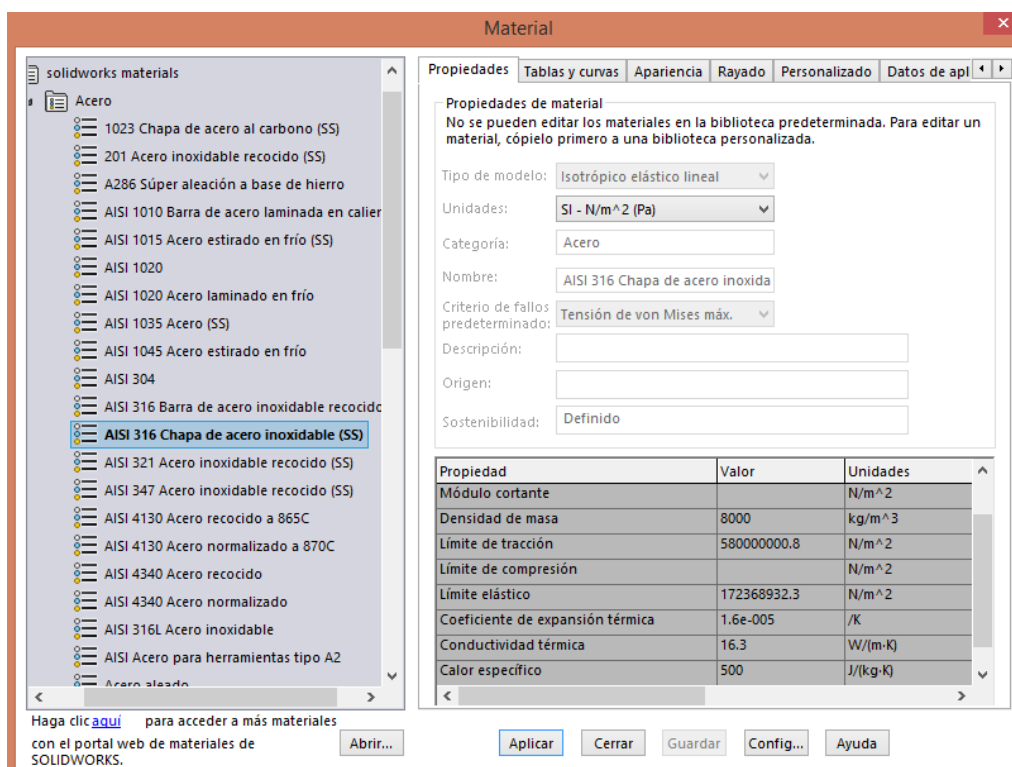


Figura 65. Selección de material para realizar el ensayo térmico.

En segundo lugar, de igual forma que en el ensayo anterior, el asesor de estudios pide la definición de los diferentes contactos entre los diferentes componentes del conjunto. Igual que en el ensayo previo, se ha determinado la definición de los contactos entre las diferentes piezas como “unión rígida”, debido a que esta es la forma más asemejada a la realidad de simular los anclajes físicos entre los diferentes componentes, y que, en caso de modelizar las piezas que conforman estos anclajes, únicamente se estarían añadiendo geometrías para analizar en el ensayo, lo cual incrementaría de forma significativa la duración del mismo. No obstante, la definición de los contactos físicos entre las piezas, carece de importancia en este estudio, debido a que el análisis realizado en este apartado, pretende estudiar el fenómeno de transmisión de

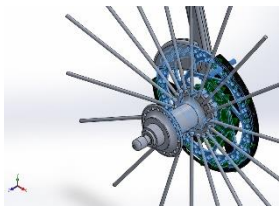
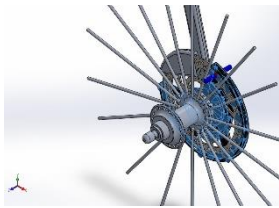
III. Desarrollo proyecto

calor mediante el proceso de convección, y no de conducción, donde tendrían importancia los contactos entre componentes, ya que el objeto de estudio en estas simulaciones es observar el comportamiento de la protección bajo cargas térmicas, independientemente de la transmisión de calor desde el disco hacia los demás sistemas.

Tras haber definido las uniones entre componentes, se procederá a la introducción de cargas térmicas. El primer paso, será identificar el modo de transmisión de calor que se producirá durante la simulación, en este caso, convección natural. Una vez definido el proceso, se definirá la temperatura ambiente a la que estarán todos los componentes en el inicio de la simulación, y la temperatura del foco emisor, el cuál será el encargado de transmitir el calor hacia el ambiente. Para ello, además, se tendrá que determinar qué superficies serán las encargadas de actuar como foco emisor. En este caso, se han seleccionado ambas superficies laterales del disco de freno. Una vez definidas estas magnitudes, se debe introducir el coeficiente de convección, que como ya se ha definido en el apartado de cálculos, será de $25 \text{ W/m}^2\text{K}$, ya que se ha escogido el valor más extremo para convección natural por aire. Y por último el valor de la temperatura a la que se encontrará el foco de emisión térmica, que como se ha indicado en el apartado de cálculos será de 827°C .

Cargas térmicas

Tabla 7. Aplicación de cargas térmicas en el ensayo térmico

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Temperatura-1		Entidades: 2 cara(s) Temperatura: 1100 Kelvin
Convección-1		Entidades: 4 cara(s) Coef. convección: $25 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ Temperatura ambiente: 298 Kelvin

III. Desarrollo proyecto

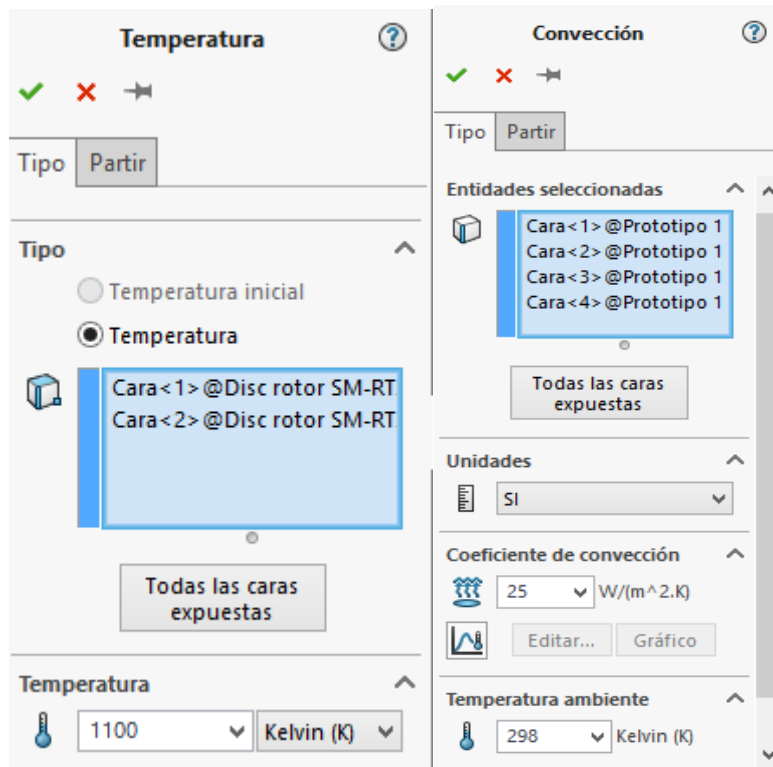


Figura 66. Introducción de los parámetros para la simulación térmica.

Por último, el parámetro que queda por definir, será la densidad de mallado. Como ya se ha explicado en el análisis anterior, este es el parámetro que sirve como indicador de la precisión de cálculo que se desea realizar en el estudio. De igual forma que en el ensayo anterior se ha seleccionado un nivel de cálculo elevado, o lo que es igual, una densidad elevada de mallado, con el fin de obtener una gran precisión en los cálculos.

Una vez completados todos los pasos descritos, se ejecuta el análisis. Sin embargo, en la ejecución del cálculo, este se ha detenido debido a que se generaban algunos errores durante el mismo. Para solucionar este error se ha cambiado el método de resolución al “*Direct Sparse Solver*” y se ha ejecutado de nuevo el cálculo obteniéndose, ahora sí, los resultados satisfactoriamente.

III. Desarrollo proyecto

III.6.2. Resultados.

Una vez finalizado el cálculo, se han obtenido una serie de resultados, los cuáles se analizarán a continuación.

En primer lugar, se ha obtenido la distribución de temperaturas a lo largo de los diferentes componentes del conjunto de forma gráfica.

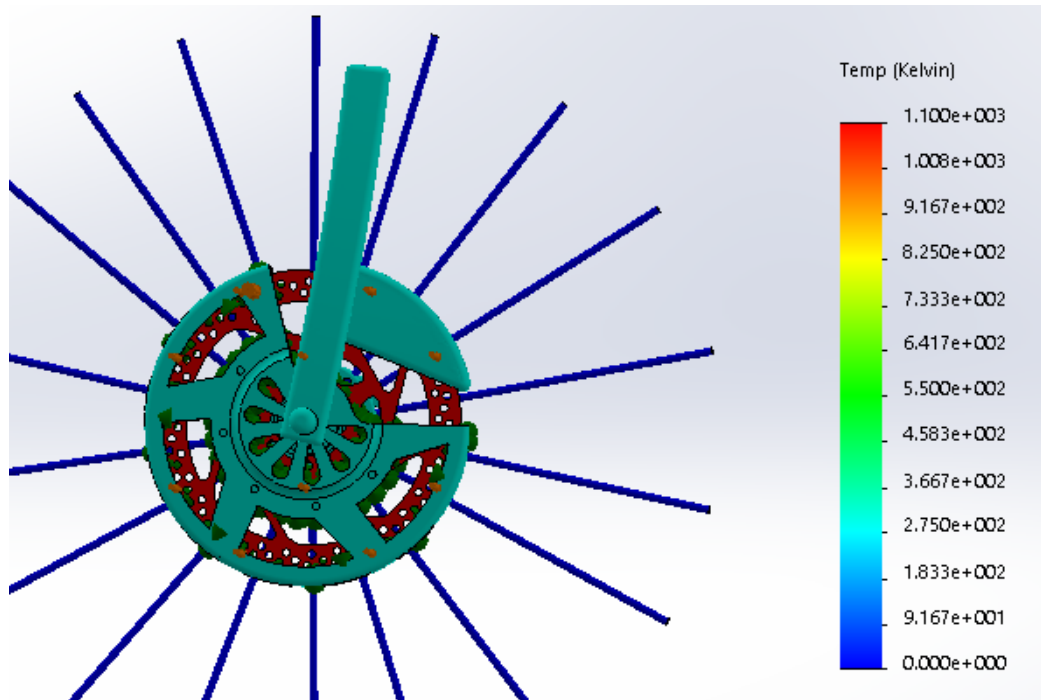


Figura 67. Resultados de la temperatura en los componentes tras el ensayo.

Tras observar la representación gráfica de los resultados, se puede observar como los valores de temperatura a lo largo del cuerpo de la protección, oscilan alrededor de los 367 K o 94°C, los cuáles no son valores lo suficientemente elevados como para causar un deterioro de las propiedades mecánicas del material, y, por lo tanto, mediante convección libre, la pieza no se verá excesivamente comprometida bajo las circunstancias de trabajo a las que se ha sometido.

III. Desarrollo proyecto

III.6.3. Simulación 2.

A continuación, se realizará el análisis térmico del segundo modelo de protección. Este ensayo se realizará bajo las mismas condiciones y circunstancias que el anterior, ya que, como ya se ha definido anteriormente, los ensayos deben realizarse de la misma forma para que se puedan realizar las debidas comparaciones entre ambos modelos.

Siguiendo los mismos pasos en cuanto a la introducción de parámetros, se ejecuta el estudio, y se obtienen los resultados de los cálculos, los cuáles se pueden analizar a través de la siguiente imagen.

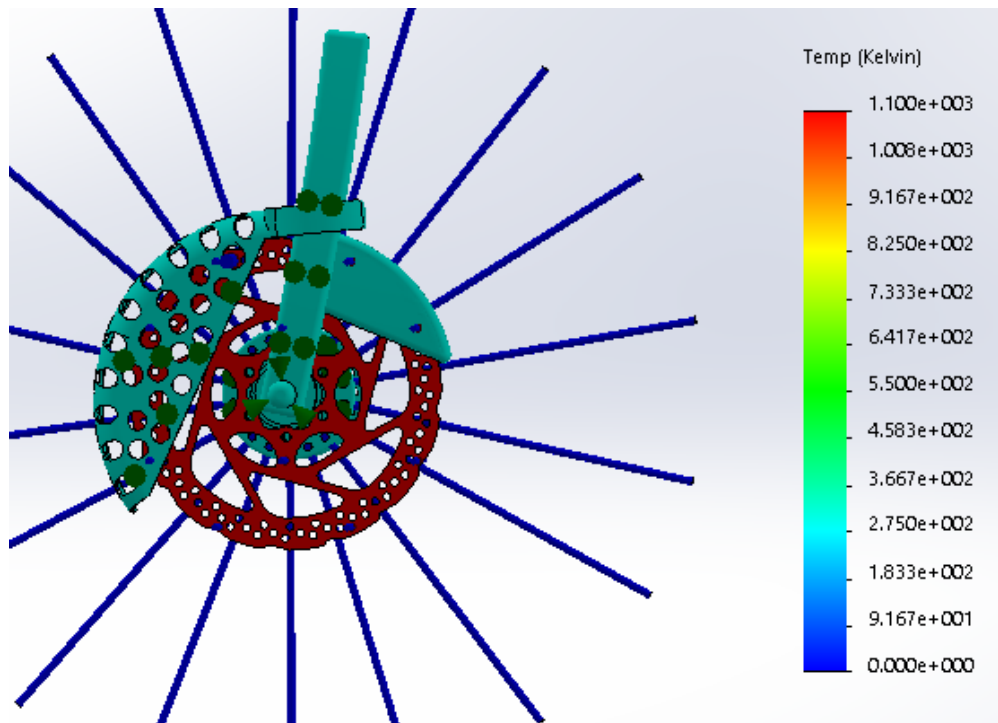


Figura 68. Resultados de la temperatura en los componentes tras el ensayo en el modelo 2.

Si se observan los valores de las temperaturas registradas en la pieza de la protección, se puede afirmar que los valores son similares a los registrados en el análisis del primer modelo, por lo que se puede determinar que ambas piezas sufrirán el mismo calentamiento bajo efecto de las cargas térmicas establecidas hasta el momento.

III. Desarrollo proyecto

III.6.4. Convección forzada.

Una vez se ha realizado los ensayos bajo la hipótesis de un modelo de transmisión de calor mediante convección libre, ahora, como ya se ha definido en el apartado de cálculos, se realizará un nuevo ensayo, para ambos modelos, bajo la hipótesis de un modelo de transmisión de calor mediante convección forzada.

En estos ensayos, igual que en los anteriores, se desea cuantificar la transmisión de energía calorífica producida desde el foco emisor de radiación térmica (disco de freno) a la pieza de la protección. Sin embargo, para completar este ensayo, y poder evaluar los parámetros referentes a la refrigeración del disco de freno, pese a la instalación de la protección, en el siguiente apartado, el de simulaciones aerodinámicas, se tratará este aspecto mediante la realización de un estudio aerodinámico de refrigeración, con la finalidad de observar el comportamiento del flujo de aire de refrigeración, debido a la obstaculización que puede provocar el montaje de la protección.

Para la realización de este análisis, se procederá de la misma forma que en los dos anteriores, referente a la introducción de datos, a excepción del único parámetro que se debe variar para este modelo de transmisión de calor, que será el coeficiente de película, el cual, como se ha establecido en el apartado de cálculos, será de $200 \text{ W/m}^2\text{K}$.

III. Desarrollo proyecto

III.6.5. Resultados.

Tras haber finalizado el cómputo de datos, estos son los resultados obtenidos para ambos modelos de protección.

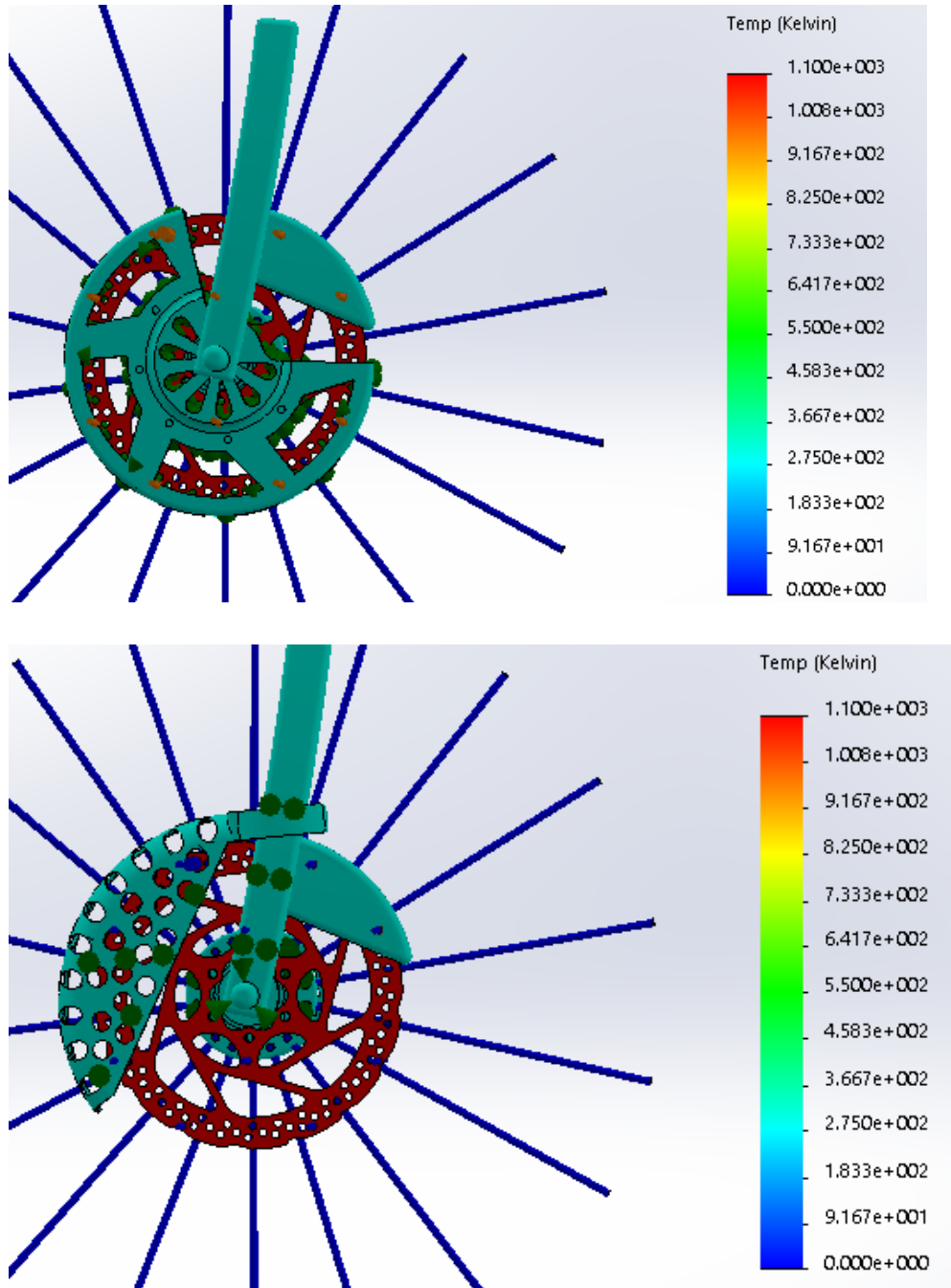


Figura 69. Resultados de la temperatura en los componentes tras los ensayos de convección forzada.

III. Desarrollo proyecto

Tras analizar las representaciones gráficas de resultados, se puede determinar, respecto al primer estudio realizado, que, aunque el coeficiente de película haya incrementado, las temperaturas alcanzadas son del mismo orden de magnitud, debido a que este método de transmisión de calor no es muy efectivo de sólido a sólido a través del aire, durante el tiempo que dura el ensayo, a pesar de la mayor fluidez de transmisión de energía por el aire. Del mismo modo que en el ensayo anterior, las temperaturas alcanzadas en el cuerpo de la protección, no albergan lugar a preocupaciones, debido a que no alcanzan el rango de críticas, por lo que, trabajando bajo estas cargas térmicas, la protección no sufrirá una significativa alteración de sus propiedades.

Por otra parte, se puede observar que ambas protecciones se comportan del mismo modo, ya que las temperaturas alcanzadas en ambas son similares.

III. Desarrollo proyecto

III.7. SIMULACIÓN AERODINÁMICA Y DE REFRIGERACIÓN.

En este apartado se van a realizar las diferentes simulaciones que hacen referencia a la aerodinámica de la pieza de la protección. Estas simulaciones, aunque se van a realizar con el mismo software de SolidWorks que las anteriores, esta vez el módulo de simulación será distinto, ya que hasta ahora se han realizado los análisis por medio de herramientas de Análisis de Elementos Finitos, mientras que para la simulación de fluidos se hará cargo el módulo de Análisis de Flujos Finitos del propio SolidWorks.

El objetivo de la realización de estos análisis es, por una parte, poder cuantificar las fuerzas y presiones que actuarán sobre la protección debido a la acción del viento, para poder observar el comportamiento de esta bajo el sometimiento a dichas cargas y garantizar su completa funcionalidad. Por otra parte, también se pretende cuantificar la resistencia que opondrá la protección al avance a velocidades considerables, y analizar el equilibrio del conjunto bicicleta – ciclista frente a la acción de vientos laterales (debido a la gran superficie lateral de la protección) para determinar la influencia del montaje de la protección en el rendimiento aerodinámico de la bicicleta, ya que este es un importante factor a tener en cuenta en cuanto a competición se refiere. Por último, como ya se ha avanzado en las simulaciones térmicas, se analizará también si la protección es capaz de no influir de forma decisiva en la obstaculización del flujo de aire que servirá de refrigeración del disco de freno.

En total se realizarán tres simulaciones para cada modelo de protección. La primera con una entrada de flujo por la parte delantera, permitirá observar el comportamiento de las líneas de flujo a través de la protección además de ofrecer la posibilidad de calcular su coeficiente aerodinámico. En la segunda simulación se realizará el análisis de flujo con entrada por la parte lateral de la protección, emulando los vientos laterales, y, por último, en el tercer ensayo, se analizará la disipación térmica debido al flujo entrante de aire desde la zona delantera de la protección.

Como se ha mencionado anteriormente, al ser un módulo de simulación distinto al utilizado en los estudios previos, se especificará, de la misma forma, la introducción de

III. Desarrollo proyecto

parámetros previos a la realización de cálculos, además del correspondiente análisis de resultados.

III.7.1. Simulación 1.

A continuación, se describirán los pasos seguidos para la introducción de datos y la ejecución del análisis.

En primer lugar, una vez iniciado el programa SolidWorks, se activará el complemento Flow Simulation. Una vez se haya accedido aquí, se accionará el comando “Wizard” el cual cumple con la misma función que el asesor de estudios. Una vez dentro, este complemento es el que exigirá la introducción de los parámetros de entrada, en un orden determinado, para la ejecución del estudio. El primer parámetro que exige es definir las unidades que se utilizarán durante todo el ensayo tanto para la introducción de datos como para la interpretación de resultados. En este caso se han definido las unidades del sistema internacional como las unidades de trabajo por defecto en el estudio.

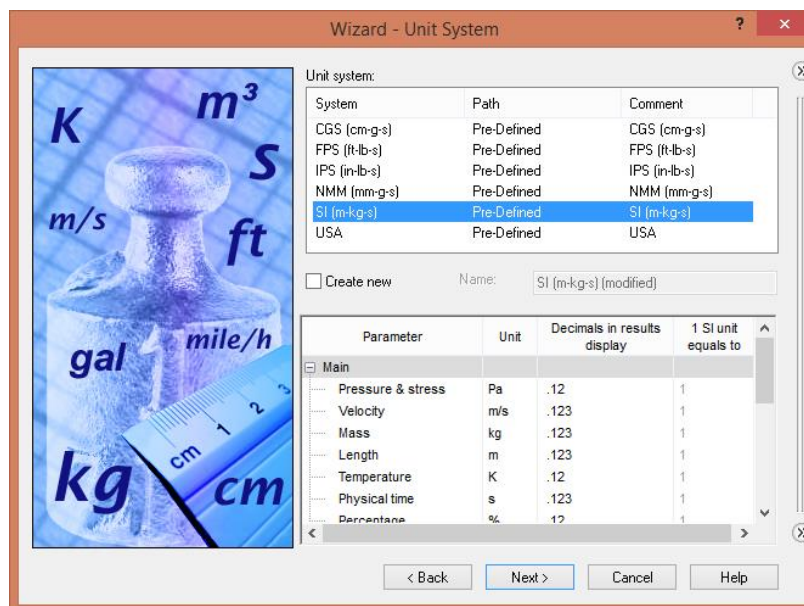


Figura 70. Selección de las unidades del Sistema Internacional.

El siguiente parámetro que se debe introducir hace referencia a los sólidos que se van a ensayar en el estudio. Aquí ofrece la posibilidad de discriminar zonas de la geometría para simplificar la acción de cálculo. En este paso se seleccionarán dos opciones distintas dependiendo del ensayo a realizar. Por una parte, para las simulaciones aerodinámicas que analizarán la acción del viento sobre la protección, se establecerá el flujo como externo,

III. Desarrollo proyecto

excluyendo así la acción del mismo sobre posibles cavidades internas (las cuales no existen en las piezas a analizar). Por otra parte, en el ensayo que determinará el comportamiento del flujo de refrigeración del disco, además de lo anterior, se fijarán los parámetros de conducción térmica en sólidos y el efecto de radiación de los mismos.

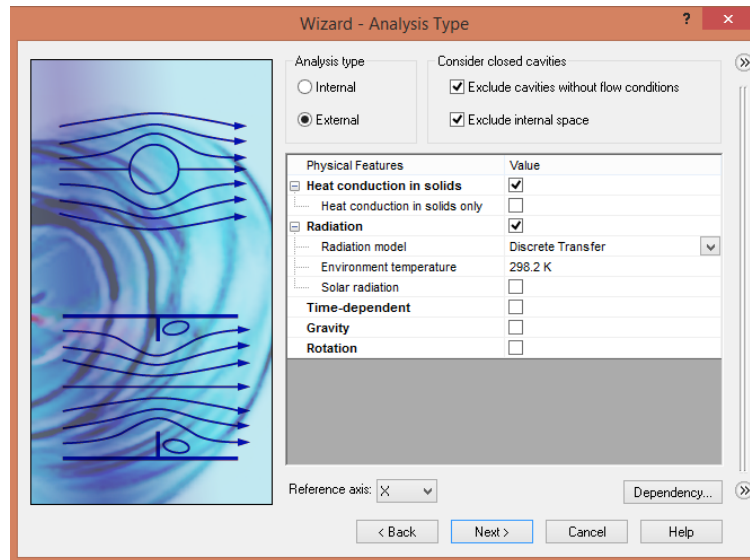


Figura 71. Introducción de la temperatura ambiente y el tipo de simulación.

El siguiente paso será la introducción de los parámetros propios del fluido a analizar. Se definirá el fluido “aire” como valor por defecto, y se le dará la característica de “Laminar y turbulento” debido a que este es el que mejor representa las condiciones del viento en la naturaleza.

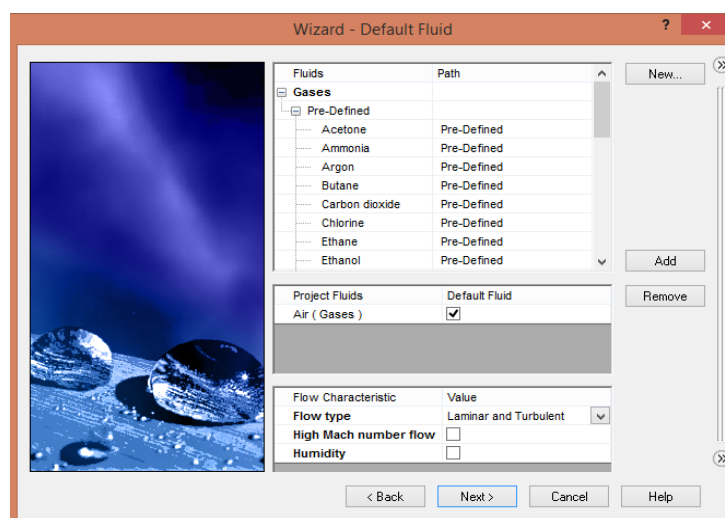


Figura 72. Introducción del fluido que actuará en la simulación.

III. Desarrollo proyecto

En el paso que sigue a continuación, se dejará inalterado para la simulación aerodinámica de viento, ya que estos parámetros solo competen a los análisis térmicos. No obstante, para el ensayo de flujo de refrigeración se establecerá el proceso de transmisión de calor, además del coeficiente de convección propio del mismo.

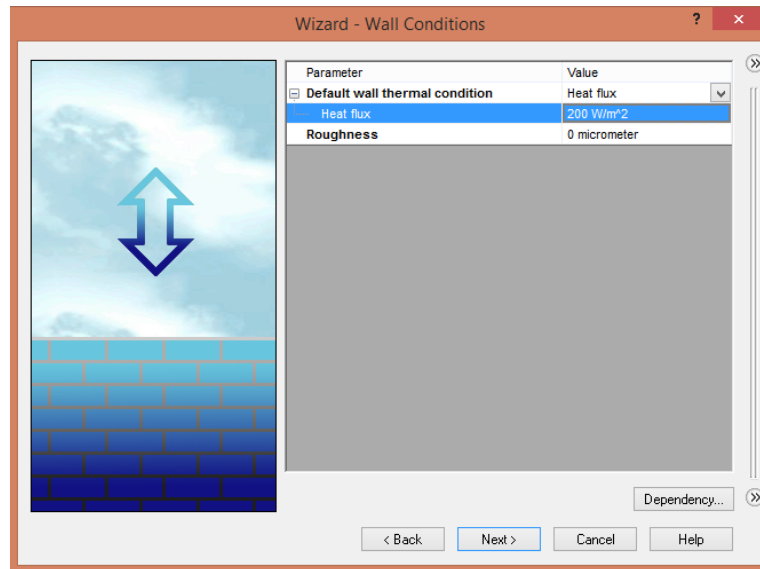


Figura 73. Introducción del coeficiente de convección para el ensayo de refrigeración.

Tras la introducción de estos datos, el siguiente paso es la definición de los parámetros termodinámicos del fluido, en el cuál se seleccionarán los datos que representan las condiciones atmosféricas que se han definido en el apartado de cálculos y que son 1 atm de presión, o lo que es decir 101325 Pa y 25°C de temperatura, o 298,25 K. El otro parámetro que se debe introducir es la velocidad y dirección del viento. Para los ensayos de viento frontal y refrigeración se introducirá como dirección el eje X, mientras que para el ensayo de flujo lateral se introducirá como dirección del flujo el eje Z. Por otra parte, las velocidades en cada simulación corresponderán a los datos definidos en el apartado de cálculos.

III. Desarrollo proyecto

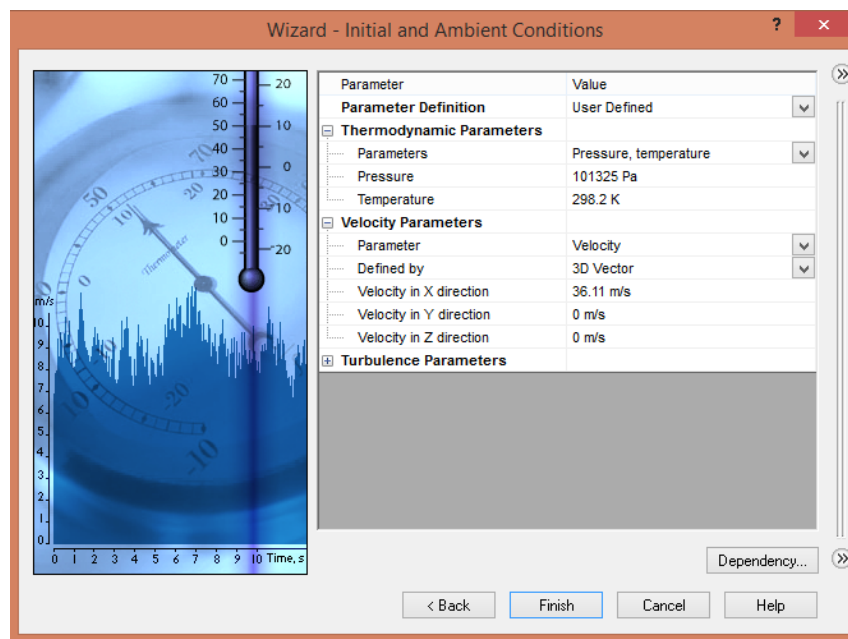


Figura 74. Introducción de los parámetros del flujo para la ejecución del ensayo.

Una vez introducidos estos datos de partida, se accede directamente a la ventana de simulación, donde se deben introducir algunos parámetros referentes al tipo de simulación a realizar.

En primer lugar, se definirá el volumen de control del ensayo. Este parámetro indicará el volumen sobre el cual se centrará el estudio, por ello, si tiene una extensión considerable restará precisión a los cálculos, mientras que si es demasiado ajustado a la pieza el análisis carecerá de información suficiente para una correcta resolución del mismo. Por ello, se debe determinar un volumen en el que se envuelva tanto el sólido a estudiar como un espacio considerable de volumen previo y posterior a este, para poder analizar de forma correcta el fluido antes de entrar en contacto con la pieza, y tras haberla superado.

III. Desarrollo proyecto

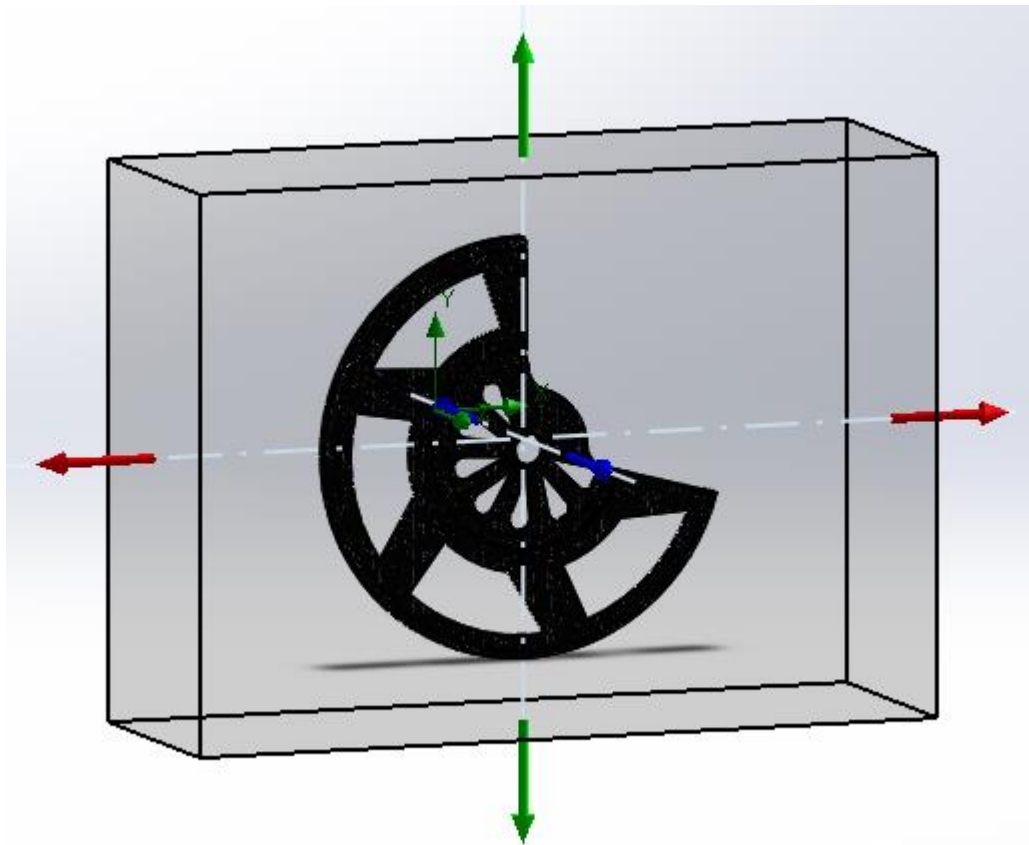


Figura 75. Definición del volumen de control.

La segunda opción que aparece en el árbol de parámetros, es el comando “Fluid Subdomain”, en el cuál se deben introducir los parámetros termodinámicos y físicos del flujo entrante para la simulación, los cuáles no se deben modificar, ya que se han introducido previamente en el asesor de estudios.

El siguiente paso, que será la definición de los materiales para cada pieza del conjunto a ensayar, únicamente atañe a la simulación de refrigeración, ya que, para los estudios de análisis de la acción del viento sobre la protección, el material no influye en los resultados. Sin embargo, en el ensayo de refrigeración, la transmisión y emisividad del material definirá mayoritariamente la cuantificación de calor que extraerá el flujo de aire a la pieza. Para la definición del mismo, se aplicarán los mismos materiales que se han definido en las simulaciones térmicas, siendo el disco de freno (el objeto a estudiar la refrigeración) el tipo de acero inoxidable definido previamente.

Siguiendo con los parámetros propios del análisis de refrigeración, el siguiente dato que se debe definir es el comando “Boundary Conditions”. Aquí se seleccionarán las superficies de la pieza que estará en contacto directo con el flujo de entrada, indicando la temperatura a la

III. Desarrollo proyecto

que se encontrarán las mismas. Además, se seleccionará la opción correspondiente para que las superficies señaladas actúen como paredes reales, no adiabáticas, para que los resultados reflejen, de la forma más precisa posible, el comportamiento real de las piezas del conjunto.

Seguidamente, de forma complementaria al paso anterior, se definirán también las superficies de la pieza que actúe como foco emisor de radiación, indicando además el material del que estará compuesta dicha pieza. En este caso se seleccionarán ambas caras laterales del disco de freno como superficies emisoras de radiación térmica, y el material definido en los ensayos anteriores.

Tras haber definido todos los parámetros necesarios para la realización de las simulaciones, ahora se procederá a la indicación de los parámetros que se desea que el programa muestre como resultados. En estas simulaciones, el principal objeto de análisis será el comportamiento del flujo al incidir, y pasar a través de la pieza, por lo que los parámetros que serán de interés para su estudio, serán los referentes a las condiciones termodinámicas del fluido durante su evolución a lo largo del ensayo.

Estos parámetros se seleccionarán desde el comando “Goals”, indicando únicamente os que sean de interés para el estudio.

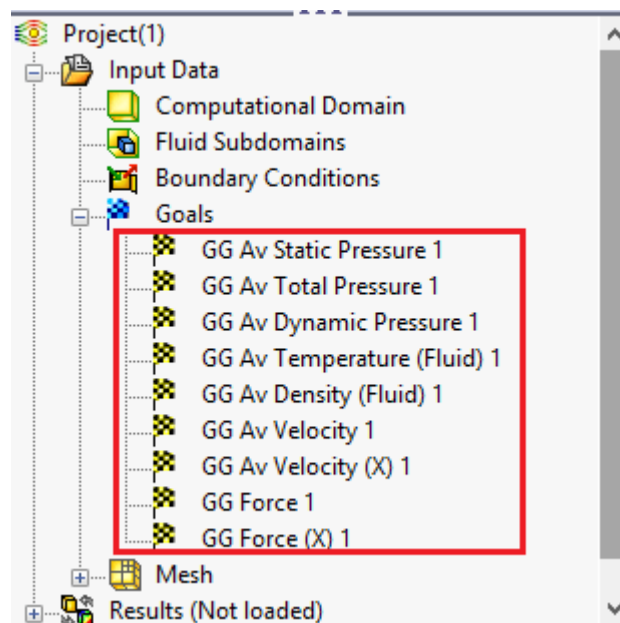


Figura 76. Introducción de los “Goals” del ensayo.

III. Desarrollo proyecto

Una vez seleccionados los parámetros a reflejar en los resultados, también es de interés en estas simulaciones la obtención de los coeficientes aerodinámicos, los cuáles servirán como indicadores de la dificultad de penetración de la pieza, o del conjunto, en el aire. Para cuantificar este parámetro se introducirá en forma de ecuación, la fórmula [Ec.14] establecida en el apartado de cálculos, referenciando la variable de fuerza **F** a los parámetros calculados por el propio programa.

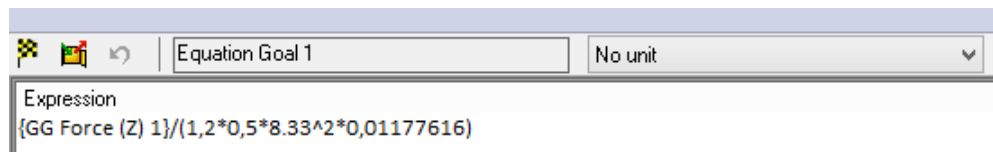


Figura 77. Introducción de “Equation Goal” del ensayo.

Por último, se introducirá en el programa el nivel de cálculo, el cual, al igual que la densidad de mallado, es el indicador de la precisión de los resultados obtenidos. Para que el ensayo y sus resultados sean equiparables a las situaciones reales a las que emularán, se definirá un nivel de cálculo medio – alto, de 5 o 6 sobre una escala de 7 niveles.

Tras haberse definido todos los parámetros del ensayo, se ejecutará el análisis de todas las simulaciones. A continuación, se realizará una interpretación de los resultados obtenidos.

III. Desarrollo proyecto

III.7.2. Resultados viento frontal.

Tras la realización del cálculo, estos son los resultados tanto numéricos como gráficos obtenidos para ambos modelos en la simulación de viento frontal.

III.7.2.1. Modelo 1.

Tabla 8. Resultados del ensayo de viento frontal 1.

Nombre	Unidad	Valor
Presión estática	Pa	101323.28
Presión total	Pa	102059.32
Presión dinámica	Pa	734.05
Velocidad dirección flujo	m/s	34.809
Fuerza dirección flujo	N	1.075
Coeficiente aerodinámico		0.6315898

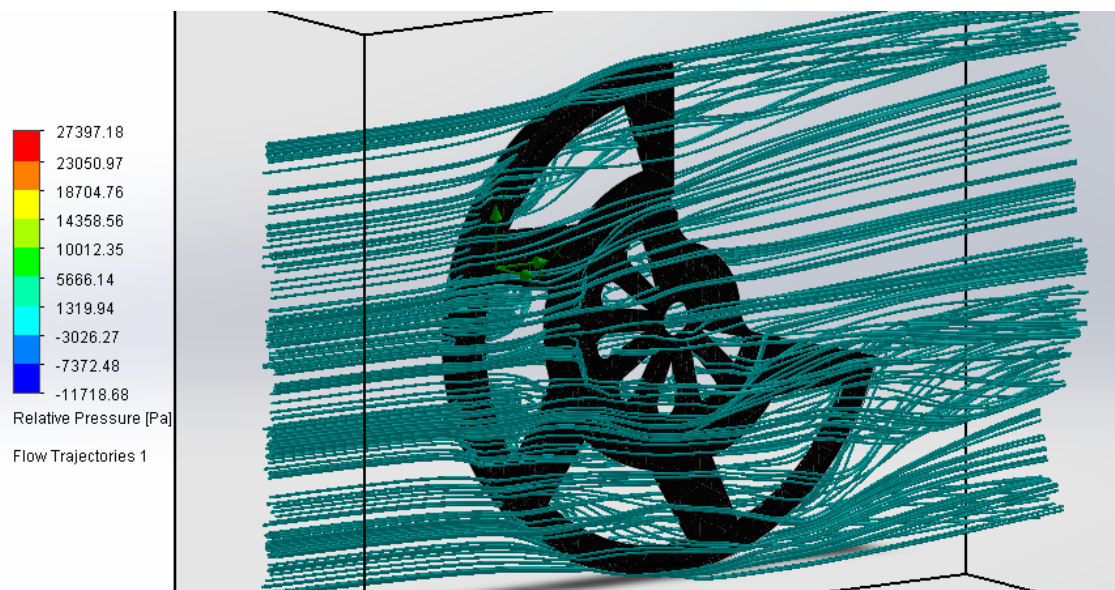


Figura 78. Resultados del ensayo de viento frontal 1.

Como se puede observar, tanto en la imagen como en la tabla de valores extraída del informe del ensayo realizado por el propio software, los valores de presión relativa, o presión dinámica son relativamente bajos. Esto se debe principalmente por la forma protección, es decir, su geometría suave y con redondeos evita la exposición de grandes áreas frontales, además de favorecer el direccionamiento del flujo de aire a través de la superficie de la pieza debido al efecto Coanda. Por ello, y debido en parte a los agujeros que posee el diseño en la parte frontal,

III. Desarrollo proyecto

hacen que la protección no oponga una elevada resistencia al avance, ya que la fuerza resistente que genera la protección es de apenas 1,075 N, lo cual, traducido a unidades más asimilables, es igual a 0,1 Kg de fuerza. Esto significa que la protección no dificultará prácticamente el comportamiento aerodinámico frontal de la bicicleta.

III. Desarrollo proyecto

III.7.2.2. Modelo 2.

Tabla 9. Resultados del ensayo de viento frontal 2.

Nombre	Unidad	Valor
Presión estática	Pa	101323.28
Presión total	Pa	102043.77
Presión dinámica	Pa	720.49
Velocidad dirección flujo	m/s	33.862
Fuerza dirección flujo	N	2.389
Coefficiente aerodinámico		0.6057884

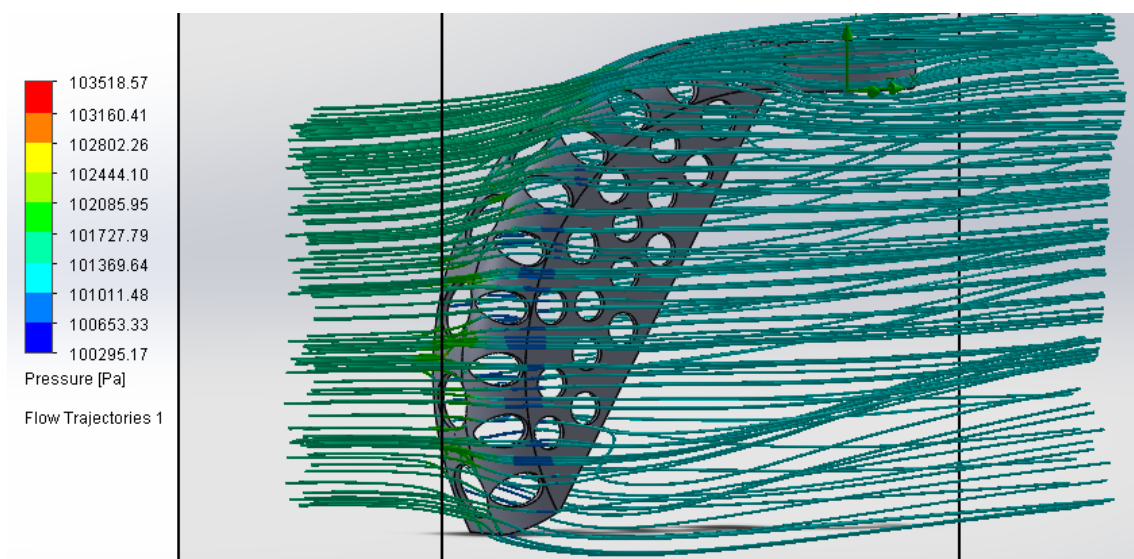


Figura 79. Resultados del ensayo de viento frontal 2.

De la misma forma que en el análisis del modelo anterior, se puede observar como la generación de presiones en la superficie frontal no es excesiva, debido también a su diseño sin aristas y con agujeros. Sin embargo, la fuerza resistente que se genera en este modelo es un poco más elevada, 2,39 N, o lo que es lo mismo, 0,24 Kg. No obstante, este valor apenas influirá en el comportamiento aerodinámico frontal de la bicicleta.

Como se ha podido observar, en ambas simulaciones se han obtenido resultados más que satisfactorios, ya que la resistencia adicional al avance de la bicicleta que supone la instalación y montaje de la protección, en ambos casos, es insignificante, teniendo en cuenta las velocidades que se han supuesto para la realización del ensayo (130 km/h).

III. Desarrollo proyecto

III.7.3. Resultados viento lateral.

III.7.3.1. Modelo 1.

Tabla 10. Resultados del ensayo de viento lateral 1.

Nombre	Unidad	Valor
Presión estática	Pa	101331.55
Presión total	Pa	101361.58
Presión dinámica	Pa	30.03
Velocidad dirección flujo	m/s	5,822
Fuerza dirección flujo	N	0,641
Coeficiente aerodinámico		1,3074447

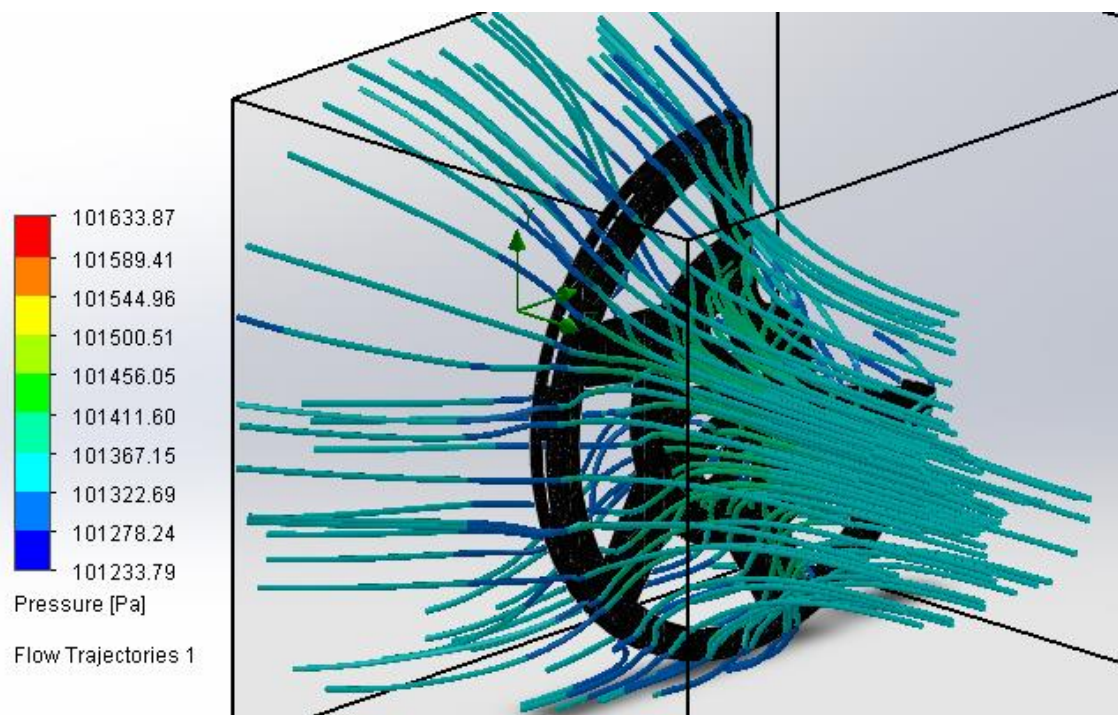


Figura 80. Resultados del ensayo de viento lateral 1.

Tras la finalización de los cálculos, se puede observar cómo, al contrario de lo que se esperaba, las presiones ocasionadas por el aire al impactar contra la superficie lateral de la protección no son elevadas. Este hecho, propiciado por la geometría del diseño, la cual se ha diseñado con múltiples cortes de material, con el fin de prevenir tanto la opacidad de la pieza y su resistencia aerodinámica, como la posible obstrucción al flujo refrigerante, ha permitido el modelizado de una pieza de protección que no sólo cumpla con su funcionalidad, que es la de

III. Desarrollo proyecto

proteger frente a posibles contactos con el disco de freno, sino que además sea respetuosa con el conjunto bicicleta – ciclista, de forma que altere de la forma más ínfima posible el rendimiento de la bicicleta.

Por ello, observando los resultados se puede deducir que el valor de la fuerza lateral provocada por la acción el viento, a ráfagas de 30km/h, es prácticamente insignificante (0,641 N o 0,065 Kg). Con lo cual, es más que justo poder determinar que el montaje de la protección no pone en peligro la estabilidad del conjunto bicicleta – ciclista frente a ráfagas de viento lateral de hasta 30km/h.

III. Desarrollo proyecto

III.7.3.2. Modelo 2.

Tabla 11. Resultados del ensayo de viento lateral 2.

Nombre	Unidad	Valor
Presión estática	Pa	101331.55
Presión total	Pa	101369.46
Presión dinámica	Pa	37,91
Velocidad dirección flujo	m/s	7,678
Fuerza dirección flujo	N	0,260
Coefficiente aerodinámico		0,9351497

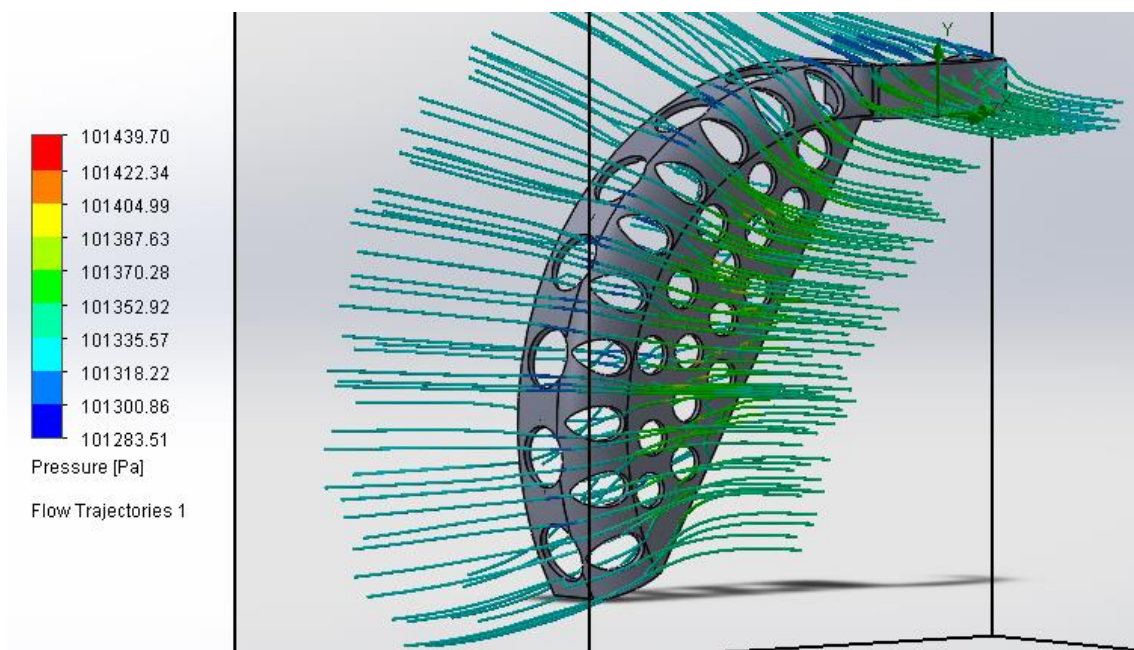


Figura 81. Resultados del ensayo de viento lateral 2.

Al igual que lo mencionado en el análisis de resultados del primer modelo, las presiones generadas en la superficie lateral de la protección son insignificantes, por lo tanto, no existe serio riesgo de que el montaje de la protección vaya a desembocar en una disminución de la estabilidad lateral de la bicicleta.

Cabe mencionar que los resultados de la obtención del coeficiente aerodinámico lateral difieren un poco del obtenido en el apartado de cálculos, ya que la suposición utilizada para la aproximación de la fuerza no coincide exactamente con el resultado de la simulación. Sin embargo, la aproximación teórica ha servido para dar una idea del orden de magnitud de este coeficiente antes de realizar la simulación real.

III. Desarrollo proyecto

III.7.4. Resultados refrigeración.

III.7.4.1. Modelo 1.

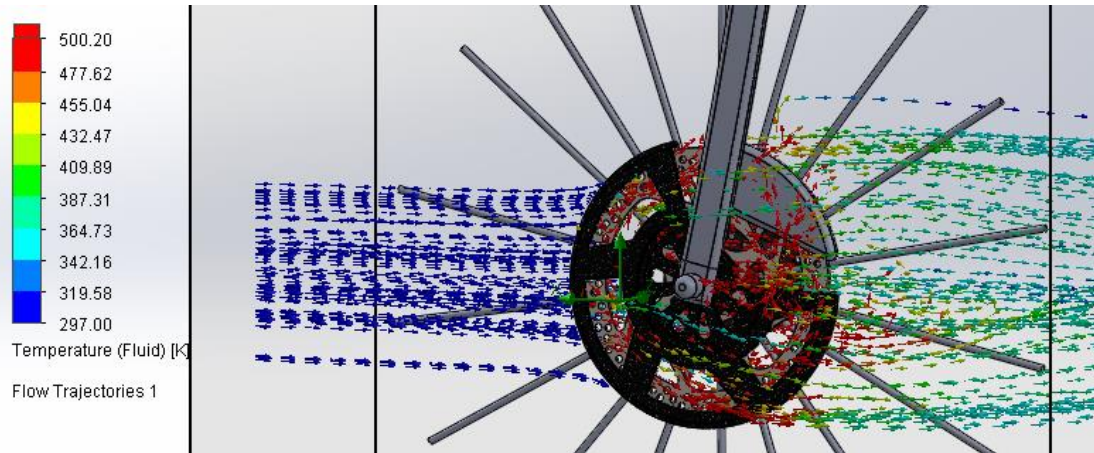


Figura 82. Resultados del ensayo de refrigeración 1.

Tabla 12. Resultados del ensayo de refrigeración 1.

Nombre	Unidad	Valor
Temperatura del disco	K	1100
Temperatura del fluido	K	304.34
Transmisión de calor	W/m ²	9379.214
Temperatura del disco final	K	668.14
Velocidad del flujo de aire	m/s	3.4722

Tras observar los resultados obtenidos al finalizar el cálculo, se puede observar cómo se produce una clara disipación de calor debido al flujo de aire que atraviesa el disco de freno. Si se consideran tanto los resultados numéricos como los resultados representados gráficamente, se puede apreciar como la temperatura del disco disminuye considerablemente (de 827°C a 395°C) debido a la acción del flujo que penetra a través de la protección.

Como se puede apreciar en la imagen, el fluido eleva considerablemente su temperatura al atravesar el disco de freno, en la salida del mismo, debido a la acción de disipación por convección forzada.

Por lo tanto, la disminución de temperatura en el disco (de unos 400°C) debido al flujo de aire de refrigeración es más que aceptable, para la velocidad supuesta en este estudio según los parámetros fijados en la normativa (unos 12,5 km/h), lo cual hace considerar que la opción

III. Desarrollo proyecto

del montaje de la protección apenas restará eficiencia de frenado, ya que no tiene gran interferencia ni produce gran obstrucción a la refrigeración del disco de freno.

III. Desarrollo proyecto

III.7.4.2. Modelo 2.

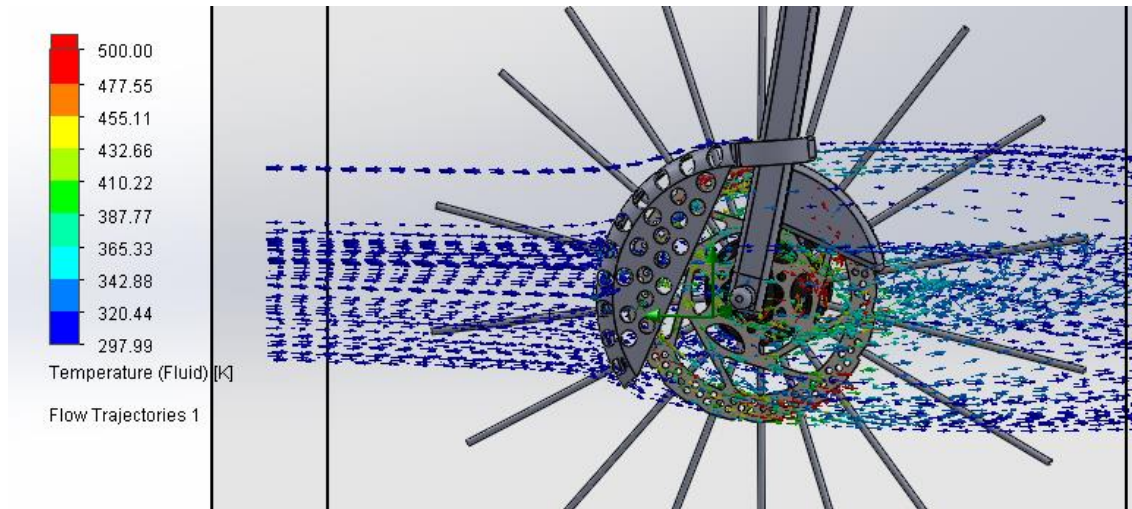


Figura 83. Resultados del ensayo de refrigeración 2.

Tabla 13. Resultados del ensayo de refrigeración 2.

Nombre	Unidad	Valor
Temperatura del disco	K	1100
Temperatura del fluido	K	299.49
Transmisión de calor	W/m ²	2539.543
Temperatura del disco final	K	403.97
Velocidad del flujo de aire	m/s	3.4722

Si se observan los resultados de la simulación del segundo modelo, se puede apreciar que, de igual manera que en la simulación anterior, existe una notable disipación de calor que permite el descenso de la temperatura del disco de hasta casi 700°C. En la imagen se puede observar las zonas, principalmente la salida del aire del disco por la parte trasera de éste, donde el fluido aumenta más su temperatura propia a causa del fenómeno de convección. Si se aplican las leyes de la termodinámica, para que desde el cuerpo caliente se transmita calor hacia el cuerpo frío, necesariamente éste tiene que disminuir su temperatura, por ello, las zonas en las que se puede apreciar un claro incremento de la temperatura del fluido, se puede aventurar que la del disco disminuirá de forma proporcional.

Si se realiza una comparación un poco más exhaustiva entre ambos modelos, se puede determinar que en el segundo ensayo el disco posee mejor refrigeración, ya que la temperatura final del disco es menor, ya que la superficie del mismo, cubierta por la protección es

III. Desarrollo proyecto

considerablemente menor. Si se realiza una comparación entre la refrigeración que permiten ambos modelos, y la refrigeración que se produce en el disco sin ninguna protección y se analizan los valores, se puede observar en la tabla, como el primer modelo obstruye ligeramente la refrigeración del disco, sin embargo, con el segundo modelo esto no sucede, ya que los valores obtenidos son del mismo orden de magnitud que los del ensayo realizado sin protección. Por consiguiente, se puede afirmar que con el segundo modelo no existirá ninguna deficiencia de refrigeración en el disco.

Tabla 14. Comparación entre los resultados de los diferentes ensayos.

		Modelo 1	Modelo 2	Sin protección
Nombre	Unidad	Valor	Valor	Valor
Temperatura del disco	K	1100	1100	1100
Temperatura del fluido	K	304.34	299.49	299.31
Transmisión de calor	W/m ²	9379.214	2539.543	3453.955
Temperatura del disco final	K	668.14	403.97	405.42
Velocidad del flujo de aire	m/s	3.4722	3.4722	3.4722

A modo de conclusión, se puede afirmar que el montaje de la protección (cualquiera de ambas) no va a influir en el rendimiento aerodinámico de la bicicleta, no va a causar problemas de estabilidad lateral frente a condiciones críticas, y tampoco restará demasiada eficiencia de frenado debido a la disipación de calor del disco de freno por la refrigeración.

Por lo tanto, el montaje y uso de la protección para el disco de freno, no alterará considerablemente el comportamiento de la bicicleta, lo cual garantiza un paso más en sentido a la implementación del sistema de freno de disco en el deporte de ciclismo.

III. Desarrollo proyecto

III.8. SIMULACIÓN VIBRACIONES.

En el siguiente apartado se realizarán las diferentes simulaciones que intentarán analizar el comportamiento de la pieza de la protección frente a diferentes situaciones en las que actuarán componentes o fuerzas ligadas a acciones dinámicas. El encargado de realizar este estudio será el complemento de estudios de frecuencia del software SolidWorks, el cual, mediante los mismos métodos utilizados en las simulaciones anteriores, intentará cuantificar los parámetros que representan el comportamiento de la pieza actuando bajo la acción de cargas aplicadas de forma alternante.

Hasta ahora, en los análisis realizados por el momento, se ha estudiado el comportamiento de la protección bajo cargas estáticas o de aplicación constante. Pero en este apartado, se investigará acerca de la reacción que producirá en la protección la aplicación de cargas alternantes, producto de acciones dinámicas, que sufran alguna variación temporal o que actúen de forma periódica con una fase bien definida.

Los objetivos de este estudio serán por una parte la definición de la fuerza de inercia que poseerá la protección durante una deceleración brusca, con el fin de analizar si la aplicación de la misma, de forma alternante y periódica, supera en algún momento la fuerza de fricción entre la pieza interior de la protección y el eje pasante sobre el cual va anclada. Este análisis se realizará para, en caso de ser necesario, adaptar el diseño en base a la aplicación de estas cargas, con la finalidad de que la pieza no posea deslizamiento o rotación sobre el eje al que va fijada, ya que cualquier movimiento de la pieza bajo la acción de alguna fuerza podría desencadenar un contacto no deseado con alguno de los componentes de su alrededor pudiendo causar serios daños a la pieza o a alguno de los sistemas colindantes.

Por otra parte, se realizará otro estudio, en el cual se someterá la protección a las mismas cargas de inercia en una deceleración o frenado de emergencia, con el fin de obtener, mediante ensayos de vibraciones, la frecuencia propia del sistema, según la geometría y las condiciones globales que actúan sobre el mismo en la situación que se ha expuesto previamente. La obtención de la frecuencia propia o de resonancia del sistema, servirá para establecer un criterio bajo el cual se debe tener en cuenta que ninguna de las cargas que actúen sobre la pieza lo hagan con la misma frecuencia, ya que esto causaría la entrada en resonancia de la pieza y con ello, su más que probable colapso.

III. Desarrollo proyecto

Para la determinación de estos parámetros se procederá a la realización del estudio de frecuencia en primer lugar. A continuación, se expondrán los pasos seguidos para la introducción de parámetros de entrada y el correspondiente análisis de los resultados proporcionados por el software.

Para la introducción de datos de entrada se tomará como referencia los pasos seguidos y los parámetros definidos en el ensayo estático de tensiones, ya que ambos análisis siguen el mismo procedimiento de ejecución.

El primer paso será la definición de materiales de los diferentes componentes que conforman el conjunto. Para ello, se han definido Aluminio para el eje y el compuesto de fibra de carbono por el que seguramente se optará en el apartado de selección de material para la protección.

Para el contacto entre componentes se ha seleccionado la opción de unión rígida, ya que al estar fijados mediante ajuste – presión, esta es la que más se adapta a la definición de la sujeción real. A continuación, se ha definido la fijación en el espacio del sistema, ubicándose la misma en los cilindros señalados en el eje, los cuáles simulan los rodamientos que sirven de unión entre éste y el buje de la rueda.

Tras haberse definido los anclajes del sistema, el siguiente paso es la selección de la carga a aplicar para la realización del ensayo. Para la definición de la carga, se ha supuesto una hipótesis basada en la idea expuesta previamente, en la que se definirán los efectos de inercia de la protección bajo una frenada intensa.

Para su cálculo se han tomado los siguientes valores:

La masa del conjunto de la protección, la cual se ha obtenido mediante la herramienta “medir” del propio software en el que se ejecuta el ensayo.

El valor de deceleración, obtenido a partir de los datos de estudio realizado por un fabricante de bicicletas acerca de las diferencias de comportamiento bajo frenado entre bicicletas con sistemas de freno de disco y de llanta.

Aplicando el 2º principio de Newton y sustituyendo estos valores, se obtiene:

$$F = 0,05668 \text{ kg} \cdot (0,62 \cdot 9,81) \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 0,34474 \text{ N}$$

III. Desarrollo proyecto

Este será el valor de la fuerza de inercia en una deceleración o frenada de emergencia.

Una vez introducida la fuerza, su magnitud y punto de aplicación, únicamente falta por determinar el mallado. Este se define siguiendo el mismo criterio que en las simulaciones previas: Una densidad de malla alta para que los resultados puedan ser lo más precisos posible.

III. Desarrollo proyecto

III.8.1. Resultados.

Tras la introducción de todos los parámetros, se ejecuta el ensayo, obteniéndose los resultados que se exponen a continuación.

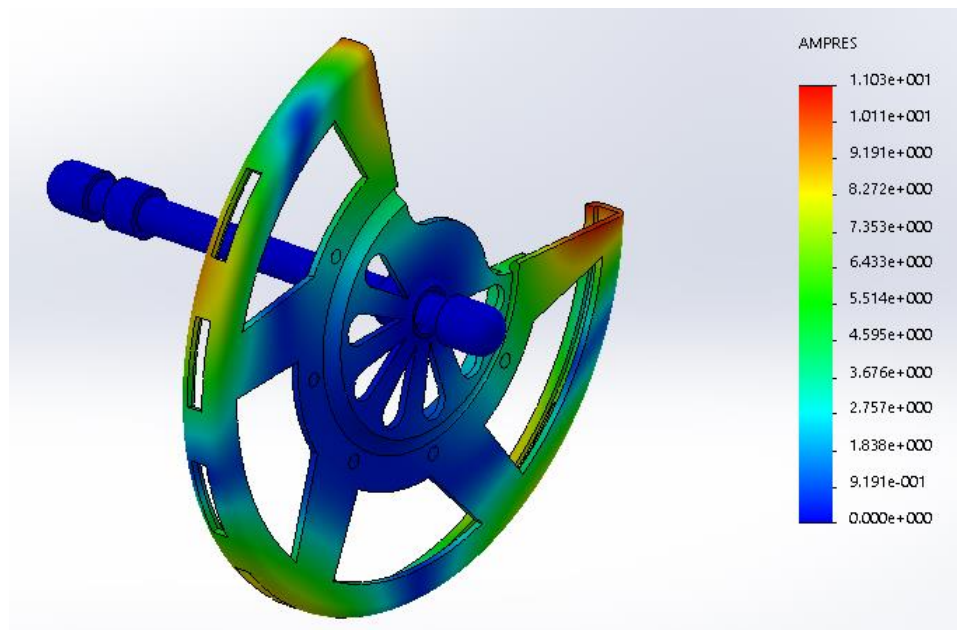


Figura 84. Resultados de tensiones del ensayo de vibraciones.

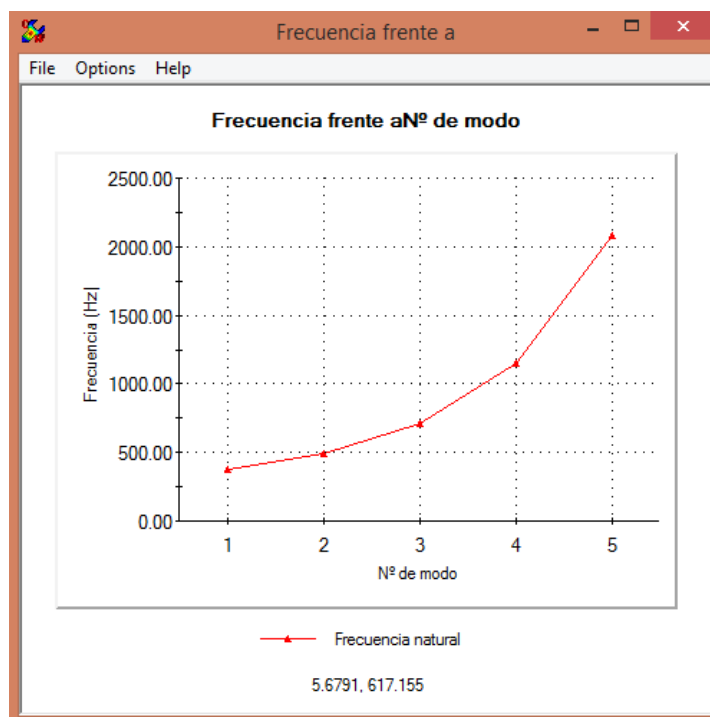


Figura 85. Frecuencia de resonancia del sistema para cada modo.

III. Desarrollo proyecto

En la imagen se pueden observar los distintos valores de amplitud (expresados de forma adimensional) para un modo propio dado.

En la gráfica se ha representado la frecuencia propia del sistema para cada modo, limitándose estos a 5 debido a que el software solo recrea un número de modos igual a los grados de libertad del conjunto.

Si se analiza con detalle la gráfica proporcionada por el software, se puede observar la representación de la frecuencia propia del sistema o frecuencia de resonancia, la cual se debe tener en consideración como criterio en el diseño de la protección, según las cargas de trabajo que actúen sobre la misma.

Para determinar si alguna de las cargas dinámicas puede actuar de forma pulsátil a la misma frecuencia que la propia del sistema, se aplicará una hipótesis, mediante la cual se supondrá un desalineamiento de la rueda durante la circulación a velocidades elevadas. Este factor provocaría una generación de esfuerzos extraordinarios en la rueda, aplicándose de forma pulsátil, con una frecuencia que podría suponer un riesgo para el cálculo de la resonancia propia del elemento de la protección.

Suponiendo un desalineamiento en una parte de la rueda, causado por un radio en mal estado, o simplemente por un defecto de fabricación, siendo el radio de la rueda 600 mm, y una velocidad de circulación alta, de 130 km/h, lo cual supondrá una frecuencia elevada del pulso que generará la carga, inducida por este factor, a la rueda, se calculará la frecuencia de aplicación de la carga.

$$\omega = \frac{36,11 \frac{m}{s}}{0,3 m} = 120,367 \frac{rad}{s} \quad [\text{Ec.23}]$$

Esta será la frecuencia con la que, bajo las condiciones supuestas, se generaría una aplicación de carga al sistema. Se puede observar como la frecuencia es muy inferior a la propia de cualquier modo resonante del sistema.

Si se obtiene la relación entre la frecuencia generada en el sistema y la propia de resonancia.

III. Desarrollo proyecto

$$\omega_A = \frac{120,367 \frac{rad}{s}}{2\pi rad} = 19,157 Hz \quad [Ec.24]$$

$$\frac{\omega_A}{\omega_n} = \frac{19,157}{377,56} = 0,0507 \quad [Ec.25]$$

Se extrapolan los resultados a la siguiente tabla.

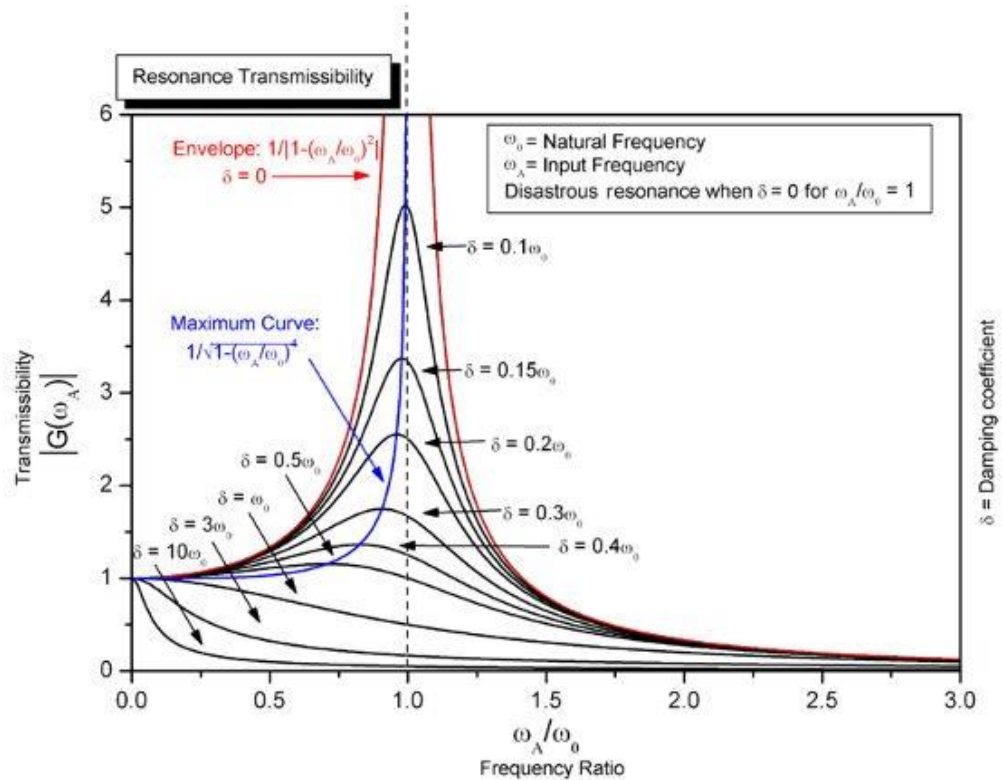


Figura 86. Tabla de transmisividad de resonancia.

Se puede observar que el valor de la relación calculada anteriormente está muy lejos de los valores que podrían significar una amplificación infinita de la carga, causando así serios daños en el componente.

Por otra parte, no se ha podido determinar mediante la simulación si la fuerza generada por las vibraciones podrá vencer a la fuerza resistente ocasionada por el contacto por fricción entre la protección y su eje de anclaje, debido a que los resultados proporcionados por el programa son imposibles de operar, ya que la representación del parámetro de amplitud se ha realizado de forma adimensional, con lo cual no se puede obtener el valor máximo de aceleración, y, por lo tanto, de la fuerza debido a las vibraciones.

III. Desarrollo proyecto

Por ello, se procederá a su cálculo de forma manual, indicando el valor de la fuerza resistente en función del coeficiente de fricción entre los materiales que conforman el eje pasante y la protección, que de momento será imposible de determinar debido a que aún no se ha definido un material para la fabricación de la protección.

Este será el procedimiento para la realización de los cálculos.

En primer lugar, se define la fuerza de la que estará dotada la protección en situaciones de frenada donde actúen los esfuerzos de inercia sobre la misma.

$$F_i = m \cdot a \quad [\text{Ec.10}]$$

$$a = A \cdot \omega^2 \quad [\text{Ec.26}]$$

Donde ***m*** es la masa de la protección, que es la que se verá sometida los efectos de la inercia, ***a*** representará el valor de aceleración del sistema (en caso de frenada deceleración), la cual se podrá descomponer en el producto entre el valor de amplitud máxima de la vibración ***A*** y el cuadrado de la frecuencia ***ω***.

Por otra parte, la fuerza resistente debido a la fricción entre ambos componentes y que se opondrá al deslizamiento de la protección vendrá definida por

$$F_r = \mu \cdot N \quad [\text{Ec.27}]$$

$$N = m \cdot a \quad [\text{Ec.28}]$$

Donde ***μ*** es el coeficiente de fricción entre ambas piezas, que depende del material y del cual se operará en función. ***N*** es el valor de la reacción normal al plano de apoyo de la pieza de la protección, que vendrá definido por el producto de la masa de la protección ***m*** y de la aceleración gravitatoria ***a***.

Para que la protección sufra algún deslizamiento se debe cumplir que

$$F_i > F_r$$

Como ya se ha explicado, no se puede determinar el coeficiente de fricción sin haber seleccionado y calculado el material, por lo que se expondrá en un gráfico la relación de la fuerza resistente en función del valor del coeficiente de fricción.

III. Desarrollo proyecto

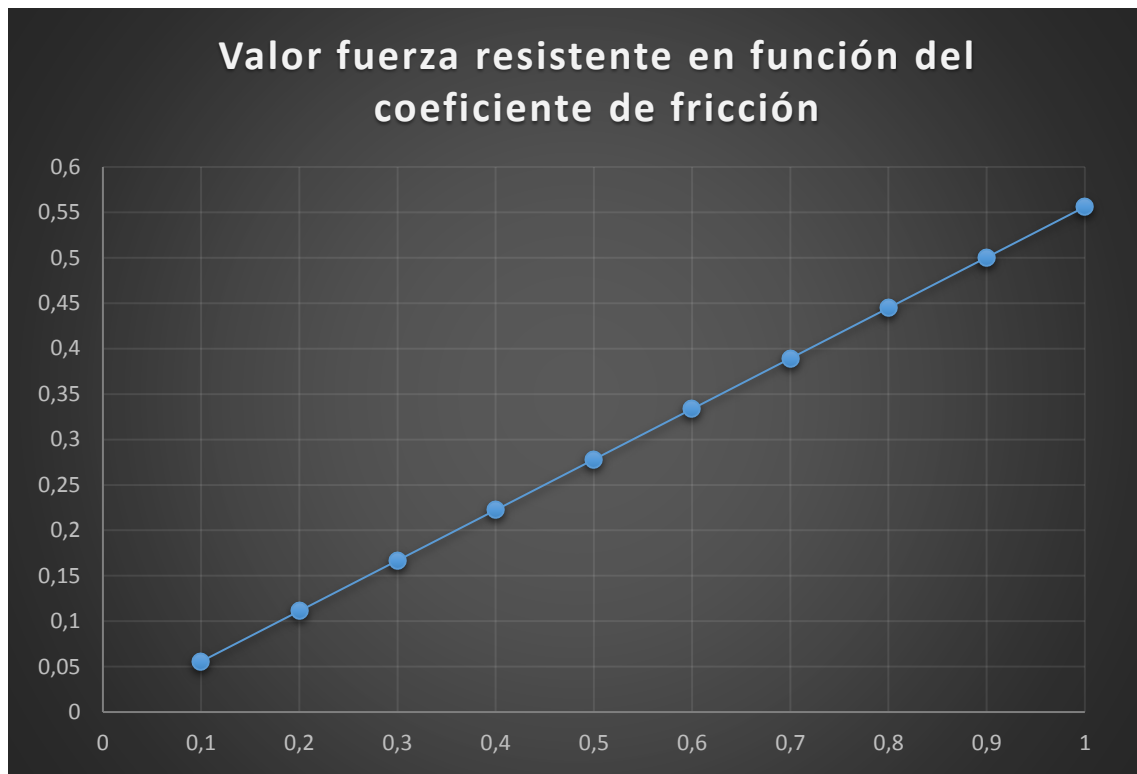


Figura 87. Relación entre la fuerza resistente y el coeficiente de fricción entre la protección y el eje.

Donde el eje **Y** representa los valores de la fuerza en N y el eje **X** representa los valores del coeficiente de fricción.

Si el valor de la fuerza de inercia se ubica por la parte del gráfico superior a la línea que representa la fuerza resistente, la protección correrá peligro de deslizamiento, y si se ubica por la parte inferior de la línea, no correrá peligro de deslizarse.

III. Desarrollo proyecto

III.9. SIMULACIÓN DE IMPACTO.

En el siguiente apartado se realizarán los ensayos que simularán el comportamiento de la protección frente a impactos. Estas simulaciones se realizarán con el mismo software utilizado hasta el momento para los anteriores estudios.

Los análisis que se van a realizar en este apartado, intentarán recrear las situaciones en las que la protección deba verse sometida a impactos, como pueden ser situaciones reales de caídas o choques entre miembros del pelotón, que buscarán representar el comportamiento de la protección bajo la acción de las cargas derivadas de estas situaciones, con la finalidad de determinar si la misma es capaz de cumplir con su cometido.

Las simulaciones se realizarán bajo la hipótesis de intentar representar la situación de una caída o un impacto contra el suelo desde una altura determinada, con el fin de cuantificar la energía puesta en juego durante dicho proceso y determinar si la pieza tiene la suficiente capacidad de absorción de la misma para garantizar su función de proteger al ciclista del contacto directo con el disco de freno. Para la realización de los diferentes estudios se utilizarán como parámetros de entrada de las simulaciones los datos obtenidos en el apartado de cálculos.

Los objetivos de la realización de estos estudios, son, por una parte, cuantificar las tensiones internas generadas en las situaciones que se van a simular, y la energía que se va a generar durante el impacto y que la pieza debe absorber. Estos resultados servirán como criterio para la selección y cálculo del material que más se ajuste a las necesidades establecidas para que la protección pueda cumplir con su función en todo momento.

Por otra parte, se estudiará si el modelo tiene la rigidez suficiente, lo cual depende, en parte, de su geometría, para proteger a los demás componentes que resguarda frente a caídas o choques, siendo capaz de no transmitir la energía derivada del impacto hacia los demás sistemas de la bicicleta. Además, se procurará que, en caso de producirse una rotura en el cuerpo de la protección, de la misma no se generen astillas o aristas vivas en la pieza que pudieran poner en riesgo la seguridad del ciclista en caso de un posible segundo impacto.

A continuación, se detallará el proceso de introducción de parámetros de entrada para la ejecución del estudio.

III. Desarrollo proyecto

Como el módulo de simulación utilizado para el estudio de impactos es el mismo que se ha utilizado para las simulaciones estáticas, los pasos a seguir serán similares.

III.9.1. Ensayo.

En primer lugar, hay que definir los sólidos que van a ser estudiados, definiendo el material del que estarán compuestos. Como el material del que estará conformada la protección se definirá y calculará en el siguiente apartado, ahora no se pueden obtener resultados que impliquen el conocimiento de las propiedades mecánicas del material, por lo tanto, de la misma forma que se ha procedido en el ensayo de cargas estáticas, se selecciona un material compuesto de fibra de carbono, con propiedades de densidad similares a las que poseerá el compuesto definitivo (para asemejar el peso de la pieza de la forma más precisa posible) y únicamente se interpretarán los resultados que muestren las tensiones y la energía existente en el proceso, ya que ambos parámetros no dependen de las propiedades del material (a excepción de la masa, como ya se ha mencionado). Tras el cálculo y selección del material, se analizarán los resultados del ensayo para las deformaciones o posibles roturas, parámetros que sí dependen de las propiedades del material.

De esta forma se pretende seleccionar un material siendo conocidos los estados tensionales de la pieza en cada una de las simulaciones, con el fin de poder realizar los cálculos del mismo en base a los requerimientos que se demanden del mismo. Es decir, poder seleccionar el material óptimo para el cumplimiento de las funciones de la pieza, según las características que se le requieran, y no al contrario.

Una vez completado este paso, hay que definir los contactos o uniones entre los diferentes componentes del ensamblaje. En el estudio del primer modelo de protección, al estar compuesto por dos piezas que acoplan entre sí mediante ajuste – presión, se definirá como unión rígida, ya que es el tipo de conexión que representa de forma más fiel el comportamiento que tendrán ambas piezas en la realidad.

Tras la elección del tipo de contacto entre sólidos más adecuado para esta simulación, se procederá a la creación del mallado. De la misma forma que en las simulaciones anteriores, se indicará que se desea la creación de un mallado fino, o lo que es lo mismo, una elevada densidad de malla, la cual permitirá la obtención de resultados de forma mucho más precisa.

III. Desarrollo proyecto

Por último, el único parámetro que queda por definir será la introducción de los datos referentes a las características del impacto. El asesor de estudios brinda la posibilidad de introducir el parámetro de energía potencial, es decir, la altura desde la que el sólido caerá al suelo, o el parámetro de energía cinética, es decir, la velocidad en el instante del impacto. Ambos han sido calculados en el apartado de cálculos, por lo que se podría introducir el parámetro que se deseara. Sin embargo, existe un problema en la introducción de datos, el cual impide que se recreen exactamente las condiciones establecidas en el apartado de cálculos. Este problema es que, para simular las ecuaciones de energía, el software no exige la definición del parámetro de masa del objeto, debido a que, mediante la herramienta de medición, el propio programa calcula la masa del objeto según el material indicado (por la característica de la densidad establecida). Esto supone que durante la simulación sólo se tendrá en cuenta el impacto de la protección contra el suelo, y no del conjunto de la masa establecida en la normativa, como se ha supuesto en los cálculos realizados.

Para paliar esta carencia del software, se ha decidido, aplicando la ecuación de energía, suponer la masa de la protección e igualarla a la energía obtenida de la resolución de la hipótesis de impacto del sistema completo (bicicleta – ciclista). De esta forma se obtendrá una velocidad muy superior a la que experimentará el sistema frente a una situación de este tipo, sin embargo, de esta forma la energía que producirá dicho impacto será la misma que la obtenida en el apartado de cálculos, por lo que los estados tensionales que se generarán en la protección serán similares a los que se experimentarán en estas circunstancias en la realidad.

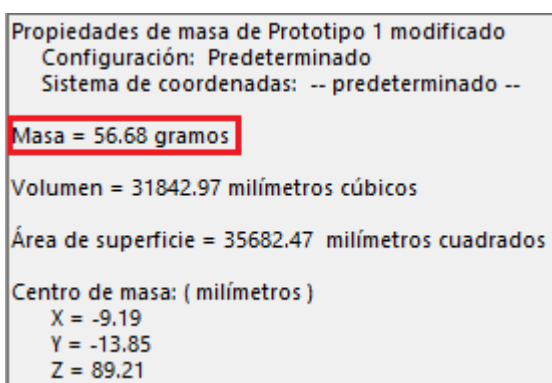


Figura 88. Determinación del peso de la protección mediante el software.

III. Desarrollo proyecto

En el momento del impacto

$$E_m = E_p + E_c = 0 + \frac{1}{2} \cdot 22,5 \cdot V^2 = 46,7937 J \quad [\text{Ec.21}]$$

Modificando la masa y despejando

$$V = \sqrt{\frac{2 \cdot 46,7937}{0,05668}} = 40,63 \frac{m}{s} \quad [\text{Ec.29}]$$

Esta debería ser la velocidad a la que impactara la protección para generar la misma cantidad de energía que un impacto desde la altura definida en el apartado de cálculos del conjunto completo de la bicicleta y el peso.

Por lo tanto, esta sería la introducción de los parámetros que definirán las condiciones del impacto

Configuración de análisis de caída


✓ ✗


Especificar

☐ Altura de caída


☒ Velocidad al impacto


Velocidad en impacto

 Arista <1>

 40.63 m/sec

Gravedad

 Arista <2>

 9.81 m/sec²

Suelo

Orientación de destino

☒ Normal dir. gravedad

☐ Paralelo a plano de referencia


 0

Figura 89. Introducción de los parámetros del ensayo de impacto.

III. Desarrollo proyecto

III.9.2. Resultados.

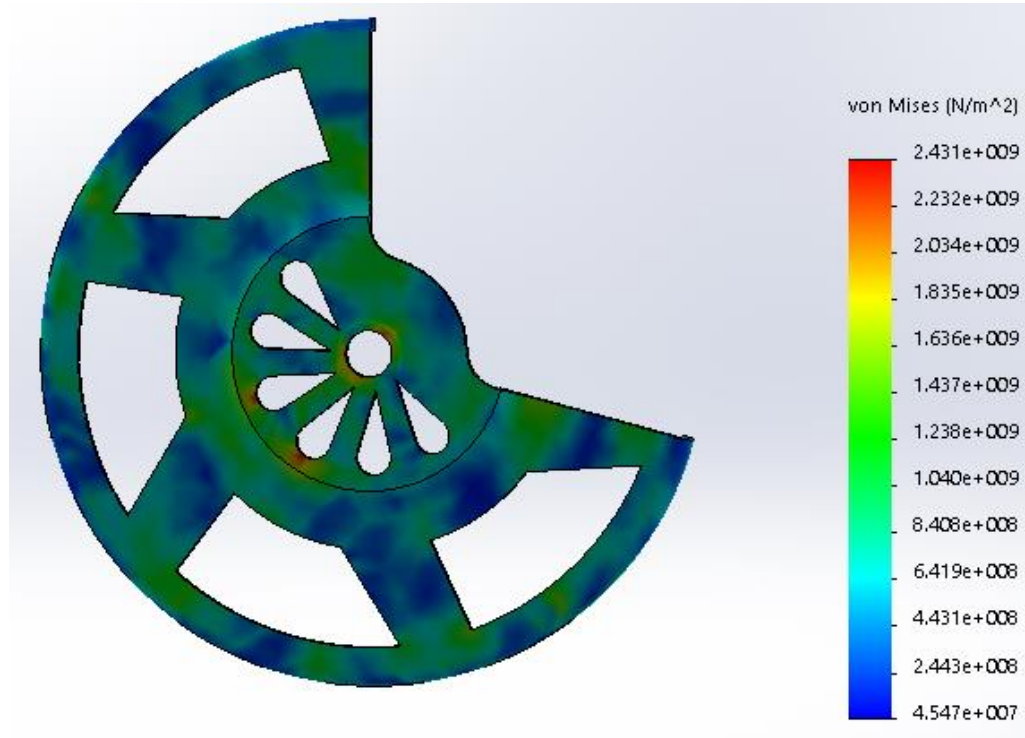


Figura 90. Resultados de las tensiones generadas durante el impacto 1.

En la imagen se puede apreciar la distribución de tensiones a lo largo de la pieza, obteniendo de esta forma un orden de magnitud de los esfuerzos que soporta la pieza durante el impacto.

El software también es capaz de proporcionar el valor máximo de tensión generado en la pieza y su ubicación.

Como se ha expuesto en los ensayos anteriores, solo se analizarán los resultados referentes a los estados tensionales, ya que estos no dependen del material, el cual no será calculado y seleccionado hasta la realización de todos los análisis, con el fin de establecer como criterio de selección y cálculo del mismo los parámetros de esfuerzos establecidos tras la obtención de los resultados de los estudios.

III. Desarrollo proyecto

Cuando se establezca el material con el que se fabricará la protección, se analizarán los desplazamientos y deformaciones causados por el sometimiento a las cargas en cada uno de los ensayos.

Por otra parte, también se ha podido determinar la duración del impacto, la cual ha sido de 142,59 microsegundos. A continuación, se ha añadido una tabla representativa de la evolución de las tensiones en un punto cualquiera de la pieza a lo largo de todo el proceso de impacto.

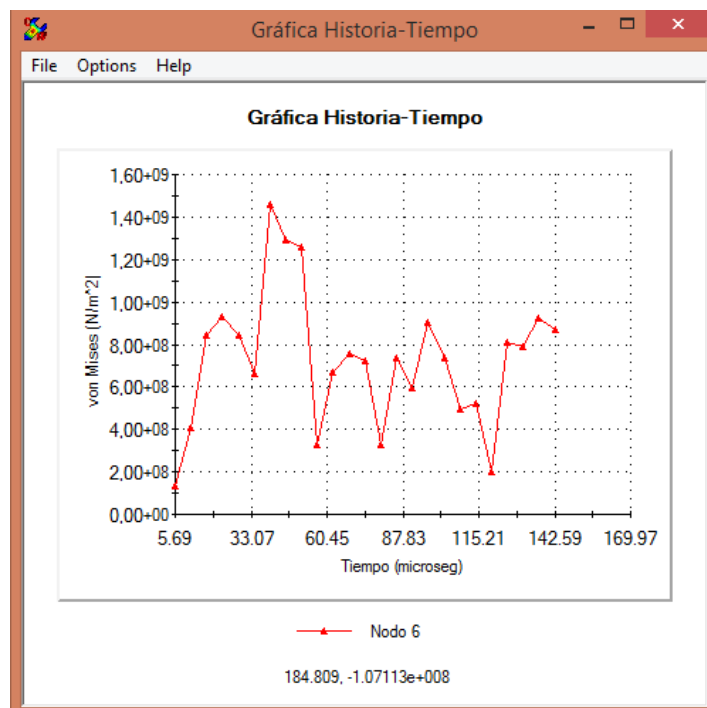


Figura 91. Evolución de las tensiones en un nudo determinado durante el proceso de impacto 1.

III. Desarrollo proyecto

A continuación, se analizarán los resultados de la simulación del segundo modelo.

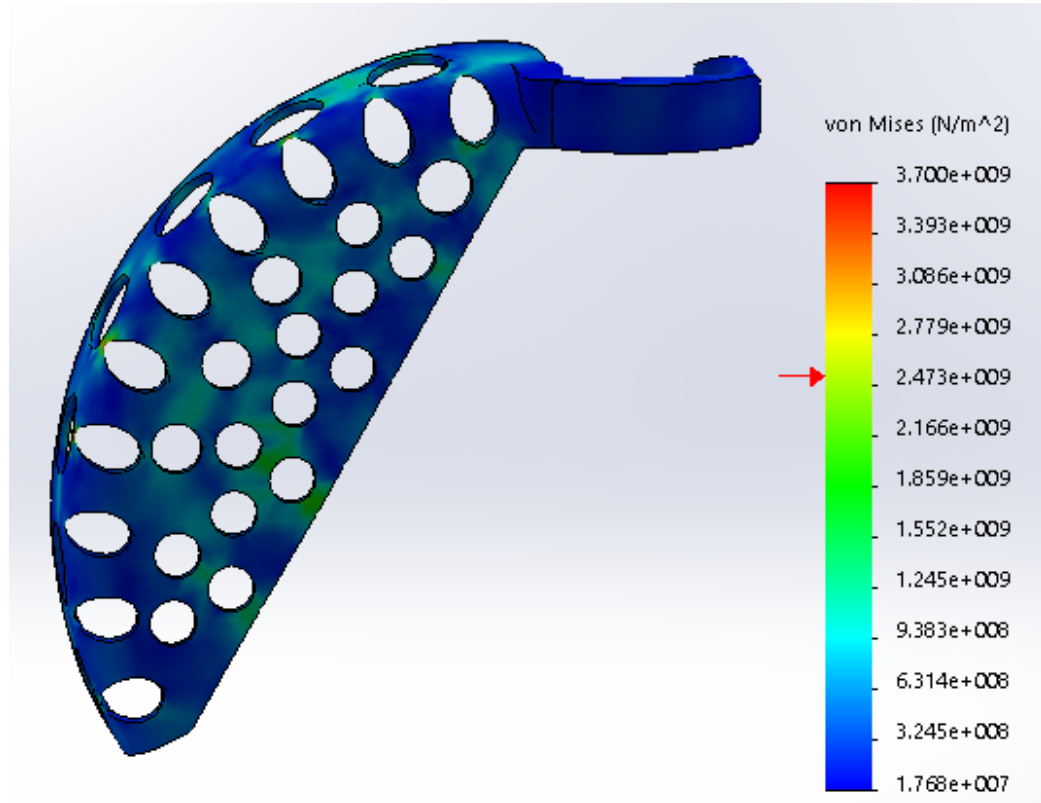


Figura 92. Resultados de las tensiones generadas durante el impacto 2.

Como se puede observar en la representación gráfica de los resultados, las tensiones generadas en este modelo son algo superiores respecto a los resultados obtenidos en el primero.

También se puede observar como los valores máximos de tensión en la pieza se han registrado en diferentes puntos de la misma.

Si se analiza la evolución temporal del proceso del impacto, se puede observar como la duración del mismo es de 127,298 microsegundos, y esta es la evolución del estado tensional en un punto concreto de la pieza.

III. Desarrollo proyecto

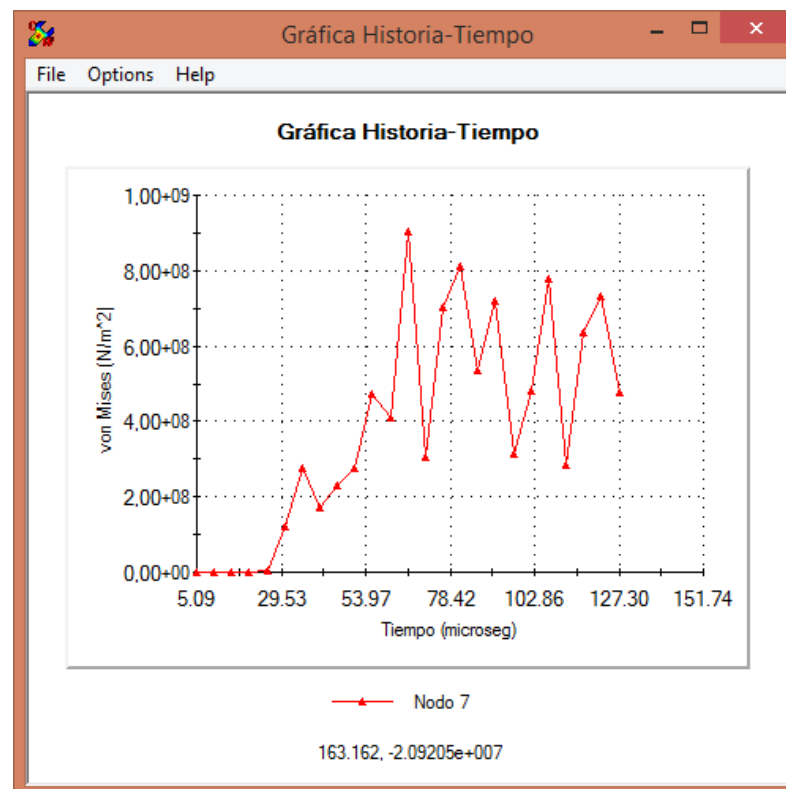


Figura 93. Evolución de las tensiones en un nudo determinado durante el proceso de impacto 2.

Una vez definidos los estados tensionales de ambas piezas, tras la selección y cálculo de material se procederá al cálculo de las deformaciones y desplazamientos, además de los coeficientes de seguridad para cada tipo de esfuerzos

IV. SELECCIÓN DE MATERIALES

SELECCIÓN DE MATERIALES

IV. SELECCIÓN Y CÁLCULO DE MATERIALES.

Tras haber realizado las diferentes simulaciones, bajo efectos de las cuales se han representado las diferentes situaciones a las que se enfrentará la protección durante su vida útil, y conociendo ahora los estados tensionales que se generarán en la protección, debido a la aplicación de las correspondientes cargas en cada situación, en este apartado se procederá a la selección del material que más se adecue a las necesidades derivadas de las situaciones simuladas, con la finalidad de fabricar la pieza con el material óptimo para la consecución de los objetivos o necesidades propuestas a satisfacer de la mejor manera posible.

Como se ha mencionado previamente, el material deberá reunir las cualidades necesarias para obtener de la pieza el mejor rendimiento posible. Las principales características que debe tener la protección, y que, por lo tanto, el material debe poseer las propiedades necesarias para poder satisfacer, son algunas como la elevada resistencia y rigidez, excelente comportamiento aerodinámico, buena capacidad de soporte y buen funcionamiento a altas temperaturas, buen comportamiento frente a cargas alternantes y vibraciones, gran capacidad de absorción de energía y elevada ligereza. Estas son las principales características que la pieza debe cumplir para el funcionamiento óptimo de la misma, sin embargo, hay otras cualidades que, aunque no son estrictamente necesarias, es aconsejable que cumpla, como el mantenimiento de la rigidez bajo cargas térmicas, que posea una baja absorción de agua, elevada resistencia a radiaciones UV, facilidad de modelaje, economicidad y, a poder ser, respetuoso con el medio ambiente.

Una vez definidas las características de la pieza, se pueden determinar las propiedades que se le deberán exigir al material seleccionado, sirviendo las mismas como criterios de búsqueda para una primera selección de posibles opciones. Estas serían:

- Resistencia mecánica.
- Resistencia a fatiga.
- Baja densidad.
- Coste bajo/moderado.
- Resistencia a medias/altas temperaturas.
- Baja absorción de agua.

IV. Selección de materiales

- Facilidad de modelaje.
- Elevada resistencia a radiación UV y factores ambientales.
- Gran absorción de impactos.
- Respetuosidad con el medio ambiente.

Una vez definidas las propiedades principales del material a seleccionar, solo queda seleccionar la familia del material que se desea implementar.

Para ello, se puede observar el actual mercado de componentes de bicicletas, a todos los niveles de producción, cuáles son los materiales más utilizados. Los principales materiales utilizados en la fabricación de componentes de todo tipo para uso en el ciclismo, son metales ligeros, plásticos y materiales compuestos de matriz polimérica.

Ya que estas tres familias de materiales son las más utilizadas para componentes de uso en ciclismo, y dado que los diferentes materiales de estas tres ramas poseen excelentes cualidades para su aplicación en bicicletas, se realizará un proceso de selección cuidadosamente seleccionado, para proporcionar una seguridad en la selección del material más adecuado, para la producción de la protección atendiendo a los criterios de exigencia del material expuestos anteriormente. Este proceso se fundamentará en un estudio de Valor Técnico Ponderado, para seleccionar una de las tres familias de materiales, y descartar las otras dos, según la que obtenga el mejor resultado al final del estudio, con la finalidad de acotar la búsqueda lo máximo posible, para realizar una selección final de unos pocos materiales, entre los cuáles estará la opción más viable.

Los valores que se van a tener en cuenta para la realización de esta comparativa son los mencionados previamente como características fundamentales que debe tener la pieza, y a cada uno se le otorgará peso, sobre un máximo de 5 puntos, en función de las propiedades de cada familia de materiales, con respecto a esa cualidad.

IV. Selección de materiales

Tabla 15. Método VTP para seleccionar el material idóneo.

		Plástico		Metal		Composite	
	Peso	Valor	Ponderado	Valor	Ponderado	Valor	Ponderado
Resistencia mecánica	10	4	40	5	50	5	50
Resistencia a fatiga	7	3	21	3	21	4	28
Baja densidad	10	4	40	3	30	4	40
Bajo coste	6	5	30	4	24	2	12
Resistencia térmica	8	3	24	4	32	4	32
Baja absorción de agua	7	2	14	4	28	4	28
Facilidad de modelaje	7	4	28	3	21	4	28
Resistencia factores ambientales	8	2	16	4	32	4	32
Gran absorción de impactos	10	4	40	4	40	4	40
Respetuosidad con el medio ambiente	6	4	24	3	18	3	18
		TOTAL	277	TOTAL	296	TOTAL	308
		VTP	0,7012658	VTP	0,7493670	VTP	0,7797468

Como se puede observar en la tabla, los pesos o ponderaciones otorgadas a cada propiedad han sido realizados según las necesidades más importantes requeridas a la protección. En primer lugar, se sitúan resistencia mecánica, necesaria para poder soportar las diferentes cargas o fuerzas a las que se verá sometido durante su vida útil, ya que la pieza debe asegurar una rigidez mínima que permita que no se rompa ante cualquier situación. De la misma forma, de igual relevancia es la tenacidad del material, ya que el principal problema al que deberá hacer frente la protección es la de evitar el contacto entre el ciclista y el disco de freno en caídas o impactos, para lo cual debe mantener su integridad estructural en todo momento. Además, uno de los requisitos indispensables para una pieza que se utilizará en la alta competición de ciclismo, es un bajo peso, lo que se traduce en una baja densidad del material, necesario para no reducir el rendimiento del conjunto ciclista – bicicleta, ya que al ser el mismo empujado por la fuerza de las piernas del ciclista, cada kilo de más elevará la balanza en su contra.

IV. Selección de materiales

Un poco menos importantes se han considerado la resistencia térmica, aunque se debe asegurar que la protección no vea reducidas sus propiedades mecánicas debido a este efecto, lo cierto es que las temperaturas a las que se puede ver sometidas la pieza no serán muy elevadas. También la resistencia a factores ambientales, ya que, aunque se puede producir una prematura degradación del material debido a efectos como la radiación UV, este es un proceso lento el cual no será un problema a tener en cuenta durante el transcurso de una competición.

En el siguiente nivel se han establecido la resistencia a fatiga, baja absorción de agua y facilidad de modelaje, debido a que no hay cargas, excepto las que se pueden generar por vibraciones debidas a algún desalineamiento de la rueda, que puedan poner en riesgo el sistema por este factor. La necesidad de que la pieza no posea una elevada absorción de agua, es importante, ya que esta pieza se verá expuesta a las condiciones climatológicas, y no debe aumentar su peso ni variar sus propiedades debido a esto. La facilidad de modelaje será un problema que atañerá únicamente al proceso de fabricación, no obstante, la precisión del mismo determinará un conformado con bajos rangos de tolerancias y una geometría muy exacta para la correcta realización de sus funciones demandadas.

En el último nivel de esta escala, se sitúan el bajo coste y la respetuosidad con el medio ambiente, ya que son factores que pueden aumentar un cierto valor en el mercado respecto a posibles competencias, pero que sin embargo no suponen ningún riesgo para el correcto desempeño de las funciones de la pieza.

Tras haber realizado la comparativa entre diferentes grupos de materiales, se puede observar que la familia de los composites es la mejor posicionada tras el estudio de valor técnico ponderado, con lo cual, se elegirá este tipo de material como el más adecuado para la fabricación de la protección, acotando así la búsqueda y reduciendo cada vez más la lista de posibles materiales para seleccionar.

Tras haber acotado la búsqueda a únicamente materiales compuestos, el siguiente paso será seleccionar uno o varios composites que mejores propiedades posean, y comprobar mediante simulaciones si el comportamiento bajo situaciones reales es el adecuado.

Para realizar una búsqueda, pasando la información por varias etapas de filtrado, se ha decidido utilizar el software CES EduPack, el cual consta de una de las mayores bases de datos de materiales existentes, con muchas de las propiedades más importantes que estos poseen.

IV. Selección de materiales

Para la realización del proceso de filtrado, se establecerán como parámetros límite los mencionados anteriormente como propiedades que debe poseer la pieza, además de los valores máximos de temperatura, tensiones y tenacidad calculadas en los apartados previos.

Como la protección del disco de freno diseñada en este proyecto, tiene como principal función cubrir las necesidades de seguridad existentes en las competiciones de ciclismo profesional, se puede determinar que el diseño de esta pieza va a estar focalizado principalmente en la más alta competición de este deporte, por lo que el primer filtro que se aplicará en el CES EduPack será la búsqueda de materiales en el universo de “materiales de uso en tecnologías aeroespaciales” ya que aquí se recogen muchos de los materiales compuestos de altas prestaciones desarrollados exclusivamente para uso en las más altas esferas tecnológicas. Los materiales aquí recogidos serán considerados de alto precio, sin embargo, teniendo en cuenta las elevadas prestaciones que son capaces de entregar, se ha considerado como la mejor opción para una competición donde el vanguardismo es la exigencia más importante para los equipos participantes.

De los materiales compuestos más comunes utilizados en altas prestaciones, destaca el uso de fibras como las de carbono o las de vidrio, ya que ambas sirven de refuerzo para multitud de tipos de matrices, y proporcionan un gran incremento de sus propiedades mecánicas. Por otra parte, las diferentes matrices que se pueden utilizar en combinación con dichas fibras, son muy variadas, y están compuestas por diferentes materiales, tales como cerámicas, metales, polímeros... La matriz es la parte del compuesto encargada de transmitir los diferentes esfuerzos a los que se ve sometido el material, a las fibras de refuerzo, por lo tanto, se debe elegir de forma correcta que tipo de matriz va a conformar el compuesto. Por un lado, se encuentran las matrices cerámicas, utilizadas ampliamente en el conformado de piezas de aislamiento y de protección, por su alta capacidad de soportar elevadas temperaturas y por su gran dureza, que, sin embargo, no son propiedades que despierten gran interés en la aplicación para protecciones de freno disco de freno de bicicletas. Por otro lado, están las matrices metálicas, las cuáles si se componen de algún metal ligero como aluminio o alguna aleación del mismo de baja densidad, resultará en un material bastante ligero y con buenas propiedades, sin embargo, la matriz, al estar conformada por un material metálico, poseerá una estructura molecular cristalina, lo cual empeorará su comportamiento bajo cargas alternantes o de fatiga. Por último, se encuentran las matrices plásticas, las cuales son ampliamente utilizadas en multitud de aplicaciones debido al gran abanico de propiedades que presentan, entre ellas, facilidad de procesado, bajos precios

IV. Selección de materiales

y bajos valores de densidad combinados con unas excelentes propiedades mecánicas. La suma de estos factores, hacen de los materiales compuestos con matriz polimérica la mejor opción para su aplicación en la fabricación de protecciones de uso en ciclismo. Por lo tanto, se acotará la búsqueda a composites de matriz polimérica, y entre ellos se elegirá el que mejores propiedades posea para su aplicación en este proyecto.

Tras haber seleccionado el apartado de materiales compuestos dentro del género que se ha mencionado previamente, el siguiente paso es la introducción de una serie de valores máximos y mínimos en cuanto a las propiedades del material se refiere, mediante los cuales se realizará un proceso de filtrado que llevará a la selección de los pocos materiales que mejor se adapten a las condiciones exigidas.


Estos valores se establecerán en función de los resultados tanto de los cálculos como de las simulaciones realizadas en sendos apartados del proyecto.

El primer valor de filtrado será la capacidad de soportar las tensiones generadas en las simulaciones de cargas estáticas, y la energía capaz de absorber en los ensayos de impacto, para poder garantizar que la protección podrá mantener su integridad estructural frente a cualquiera de estas situaciones recreadas en los estudios realizados.

Introduciendo los valores máximos de las tensiones de los ensayos de cargas estáticas como valores mínimos exigidos de los materiales en sus módulos elásticos, para garantizar que cualquier posible deformación de la pieza no varíe la geometría de forma permanente de la misma.

Previamente a la introducción de los valores de tensiones establecidos en los apartados de simulación estática, se puede observar como las tensiones máximas generadas en el segundo modelo resultan de una magnitud muy elevada, superior a la mayoría de límites de rotura de los composites, con lo que se podría determinar de entrada que este modelo no resultará viable. Sin embargo, se procederá a su simulación con el fin de corroborarlo de forma analítica.

IV. Selección de materiales

Limit 

Properties Apply Clear

Click on the headings to show/hide selection criteria

- ▶ Composition overview
- ▶ Composition detail (metals, ceramics and glasses)
- ▶ Composition detail (polymers and natural materials)
- ▶ Price
- ▶ Physical properties
- ▼ Mechanical properties




	Minimum	Maximum	
Young's modulus	 <input type="text"/>	<input type="text"/>	GPa
Young's modulus with temperature	 <input type="text"/>	<input type="text"/>	GPa
Yield strength (elastic limit)	 1390	<input type="text"/>	MPa

Figura 94. Establecimiento de límite elástico mínimo para filtrado de materiales.

Como propiedad adicional en este paso, cuando se haya completado el proceso de filtrado, se intentará seleccionar los materiales que mayores módulos de Young posean, ya que este valor es un indicativo de la rigidez del material, el cuál será de vital importancia para dar cuenta de las deformaciones que se podrán generar bajo la acción de cargas, tanto estáticas, de impacto y por efectos aerodinámicos, además de que proporcionará valores más elevados de frecuencias de resonancia del sistema, aportando mayor seguridad frente a fenómenos de este tipo.

Por otra parte, teniendo en cuenta esta consideración, se ha estudiado valores medios de mercado, sobretodo los principales proveedores de este tipo de compuestos, y, para acotar más la búsqueda, se puede observar que a mayoría de compuestos tienen la similitud de que el porcentaje en peso del material de refuerzo del composite ronda el 60% – 70%, ya que con estos valores de mezcla es con los que se consiguen mejores propiedades. Por lo tanto, introduciremos como valor de mezcla esta proporción en el proceso de filtrado de materiales.

IV. Selección de materiales

Limit

Properties Apply Clear

Click on the headings to show/hide selection criteria

▼ Composition overview

Form Composite (biaxial fiber) ▼

Material family ▼

Base material ▼

% filler (by weight) 60 70 %

Figura 95. Establecimiento de porcentaje de refuerzo para filtrado de materiales.

En segundo lugar, se introducirán los valores de las temperaturas alcanzadas en los ensayos térmicos mediante convección por transmisión de calor desde el disco de freno, como valores dentro del rango de temperaturas de servicio del material.

Limit

Properties Apply Clear

Click on the headings to show/hide selection criteria

► Composition overview

► Composition detail (metals, ceramics and glasses)

► Composition detail (polymers and natural materials)

► Price

► Physical properties

► Mechanical properties

► Impact & fracture properties

▼ Thermal properties

	Minimum	Maximum	
Melting point	<input type="text"/>	<input type="text"/>	°C
Glass temperature	<input type="text"/>	<input type="text"/>	°C
Maximum service temperature	90	<input type="text"/>	°C

Figura 96. Establecimiento de temperatura de trabajo mínima para filtrado de materiales.

Otro valor que se debe introducir y que será fundamental en el filtrado de los materiales finales, son valores de baja densidad, ya que el bajo peso de la pieza proporcionará un excelente comportamiento en la generación de inercias durante la marcha.

IV. Selección de materiales

Limit

Properties Apply Clear

Click on the headings to show/hide selection criteria

- ▶ Composition overview
- ▶ Composition detail (metals, ceramics and glasses)
- ▶ Composition detail (polymers and natural materials)
- ▶ Price
- ▼ Physical properties

Density Minimum 1500 Maximum 2000 kg/m³

Figura 97. Establecimiento de valor de densidad para filtrado de materiales.

Un factor, que, aunque no haya sido mencionado previamente, también tiene su relevancia en el comportamiento de la pieza, es la dureza del material. Valores bajos de dureza proporcionarán una capacidad de amortiguación mayor, lo cual desembocará en una ventaja frente a impactos en los que el ciclista se golpee directamente sobre la protección.

Por último, una vez introducidas las propiedades mecánicas, también se requerirá que el material posea un buen comportamiento frente a agentes ambientales, de modo que estos no puedan variar sus propiedades ni causarle una prematura degradación. Algunas de las propiedades que más se demandarán en el material seleccionado serán la durabilidad frente a radiación UV y la baja absorción de agua.

▼ Durability

Water (fresh)	Acceptable
Water (salt)	
Weak acids	
Strong acids	
Weak alkalis	
Strong alkalis	
Organic solvents	
Oxidation at 500C	
UV radiation (sunlight)	Good

Figura 98. Establecimiento de valor de resistencia frente a agentes ambientales para filtrado de materiales.

IV. Selección de materiales

Tras la introducción de las características requeridas del material, hay que mencionar que, para la realización de las simulaciones, en la aplicación del material, no se realizará de la forma tradicional, sino que se ensayará la creación de la pieza mediante la superposición de capas de material compuesto entrelazadas, formando un tejido, es decir, una capa de material estará formada por dos capas de fibra en direcciones perpendiculares ($0^{\circ};90^{\circ}$). De esta forma se pretende simular de la forma más precisa posible respecto a la realidad el comportamiento de la pieza estando conformada por material compuesto laminado.

Para ello, se estudiará mediante el proceso de selección en el programa CES EduPack los materiales óptimos para su aplicación en esta pieza, pero, sin embargo, no se seleccionarán dichos materiales como a tal, sino que se estudiará su composición (matriz y refuerzo) y se tendrán en cuenta las cualidades o propiedades de ambos componentes por separado, ya que para la introducción del material en el programa SolidWorks, se definirán las diferentes capas que conformen el material compuesto como “ortotrópicas”, lo cual significará que el programa no sólo tendrá en cuenta las propiedades del compuesto en la orientación de las fibras, sino que se tendrán en cuenta las propiedades en las direcciones de las tres dimensiones espaciales. Todo ello, como ya se ha mencionado, con la finalidad de realizar las simulaciones sobre el comportamiento de la pieza de la forma más cercana posible al que será su comportamiento en la realidad.

Como para la determinación de las propiedades del compuesto en las tres direcciones (ejes X,Y,Z) éstas dependen muy directamente de la composición del composite (porcentajes de fibra y matriz) y del proceso de obtención del material seguido (debido a la orientación de las fibras), en el software utilizado para la selección de materiales, no se especifican estos valores de las propiedades mecánicas, ya que son parámetros que no son estandarizados, y dependen de muchos factores externos.

Es por ello, que, para la obtención de las propiedades requeridas para la introducción de parámetros en el SolidWorks, éstas necesitan ser calculadas. Para su cálculo, se procederá a la aplicación de métodos de cálculo micromecánico para la obtención de dichas propiedades, concretamente el método de Chamis.

Tras realizar la búsqueda, estas han sido las opciones de los materiales que ha recomendado el programa.

IV. Selección de materiales

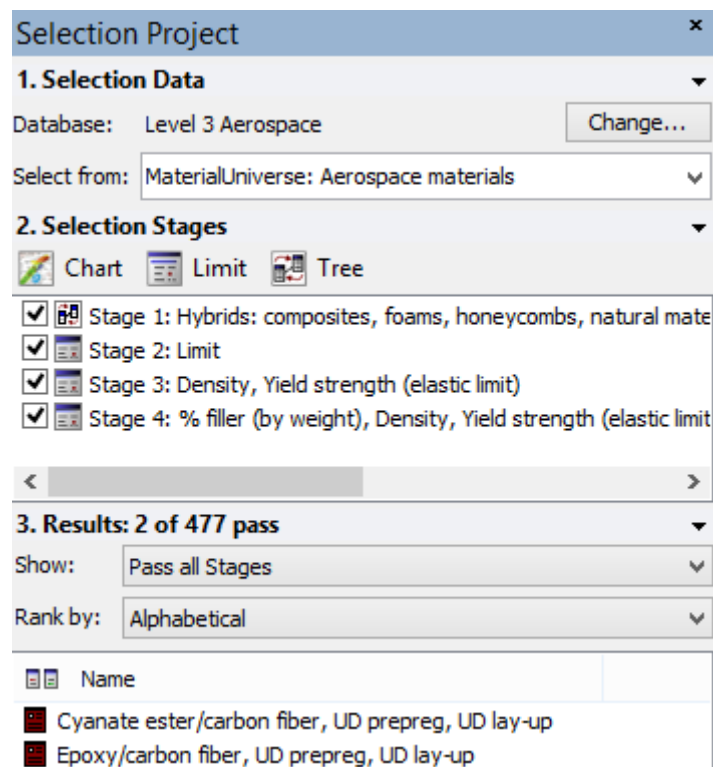



Figura 99. Materiales proporcionados por el software tras el proceso de filtrado.

Sin embargo, observando las propiedades de ambos, se ha identificado una diferencia de precio abismal entre ambos compuestos, y, adoptando este como un factor decisivo a la hora de descartar materiales, ya que un menor precio permitirá una mayor competitividad, se ha decidido seleccionar como material final el siguiente compuesto: “Epoxy/Carbon fiber, UD prepreg, UD lay-up”.

Price				
Price		* 34,3	- 38,1	EUR/kg


Price				
Price		* 192	- 215	EUR/kg

Figura 100. Precio de ambos materiales seleccionados, (arriba) Epoxy/Carbon fiber y (abajo) Cyanate ester/Carbon fiber.

Como se ha explicado previamente, no se seleccionará este material propiamente, ya que las propiedades que ofrece este software no engloban todas las que son de interés para la ejecución de las simulaciones, por lo que se procederá a la identificación de los materiales que conforman

IV. Selección de materiales

este compuesto, se recogerán las propiedades de cada uno de forma individual, y se realizará un cálculo mediante métodos micromecánicos para obtener las propiedades en forma de láminas ortotrópicas de este compuesto.

De este modo se puede observar como los materiales que conforman este composite son: una matriz polimérica constituida por resina epoxy y un refuerzo de fibras de carbono de alto módulo.

Por lo tanto, llegado a este punto, se procede a la búsqueda de ambos materiales de forma individual en el software CES EduPack, para obtener los parámetros necesarios para el cálculo mediante el método de Chamis.

Tabla 16. (izda) Propiedades de la resina y (dcha) propiedades de la fibra necesarias para realizar el cálculo del material compuesto.

Epoxy Resin cycloaliphatic		
Parámetro	Valor	Unidades
ρ_m	1,21	g/cm ³
E_m	3080	MPa
ν_m	0,4	
G_m	1100	MPa
S_{mT}	66,2	MPa
S_{mC}	138	MPa
S_{mS}	66,2	MPa
V_f	0,7	

Carbon Fibers high strength 5 micron		
Parámetro	Valor	Unidades
ρ_f	1,84	g/cm ³
E_{f11}	245	GPa
E_{f22}	24,5	GPa
ν_{12}	0,2	
ν_{23}	0,25	
G_{12}	110	GPa
G_{23}	11	GPa
X_{ft}	4000	MPa
X_{fc}	5000	MPa

IV. Selección de materiales

Una vez realizado el cálculo, se han obtenido las siguientes propiedades, especificadas cada una de ellas en la dirección correspondiente. Los cálculos realizados mediante este modelo se adjuntan en los anexos de la memoria del proyecto.

Tabla 17. Propiedades del material compuesto, obtenidas mediante el modelo de Chamis.

Modelo de Chamis		
Parámetro	Valor	Unidades
E1	172,42	GPa
E2	11,47	GPa
E3	11,47	GPa
v12	0,26	
v13	0,26	
v23	0,288	
G12	6,4	GPa
G13	6,4	GPa
G23	4,45	GPa
Xt	2800	MPa
Yt	58,3	MPa
Xc	3500	MPa
Yc	121,5	MPa
SC	57,2	MPa
r	1,65	g/cm3
Le	2520	MPa

Una vez obtenidas las propiedades del material compuesto en las direcciones X,Y,Z calculadas mediante métodos micromecánicos, se puede proceder a la realización de las simulaciones estática y de impacto, con el fin de poder comprobar, habiendo seleccionado ya el material definitivo con el que se fabricará la protección, las deformaciones que sufrirá la pieza en las

IV. Selección de materiales

situaciones en las que se vea sometida a los estados tensionales descritos en los apartados anteriores, pudiendo así determinar si la pieza cumple con la rigidez mínima exigida para poder mantener su integridad.

Siguiendo el mismo procedimiento descrito en los apartados de simulaciones tanto estática como de impacto, se introducirán los mismos parámetros referentes al ensayo, con la excepción de la aplicación del material. Para realizar este paso, se seleccionará la opción de “seleccionar vaciado de caras” y se optará por la introducción de material compuesto. A continuación, se definirán las láminas de material como ortotrópicas, y se introducirán las propiedades calculadas mediante el modelo de Chamis, comprendiendo las tres direcciones. Tras haberse definido las propiedades del material, se procederá a la introducción del número de capas que conformarán el espesor de la protección, colocándose siempre de forma perpendicular respecto a la dirección de la fibra entre capas ($0^{\circ};90^{\circ}$), ya que lo que se desea es confeccionar la pieza a modo de tejido, ya que de esta forma se conseguirán mejores propiedades en todas las direcciones, mejorando así el comportamiento de la pieza.

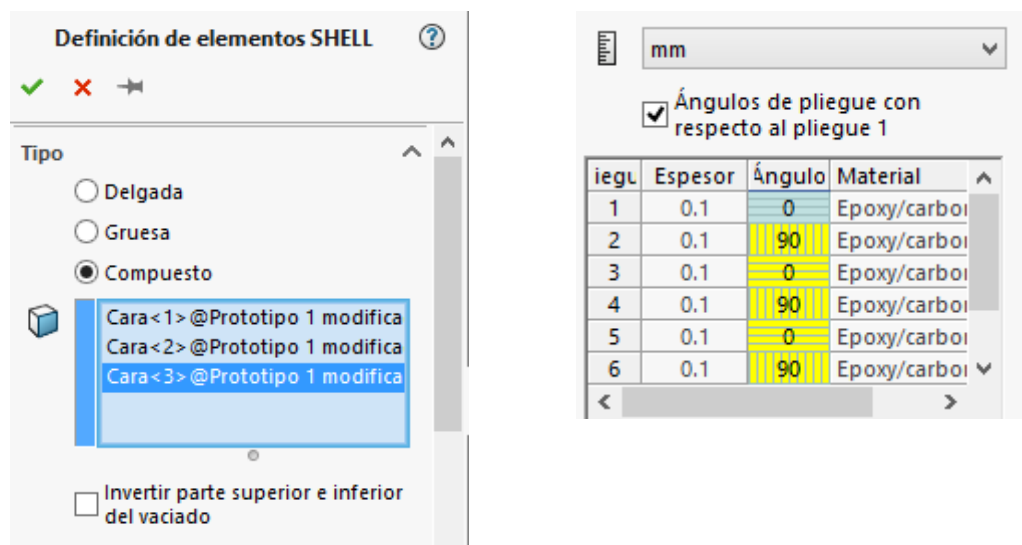


Figura 101. Introducción de la orientación de las capas de fibra del material compuesto para el conformado de la protección.

Con la selección de esta opción, el software sustituirá el espesor de la pieza que se ha definido durante su modelizado, y pasará a reconocer como este parámetro de la pieza el correspondiente a las dimensiones resultantes tras la adición de las capas de material correspondientes. Una vez introducidos los nuevos parámetros referentes al material de la protección en sendos ensayos, se ejecutarán los mismos, para analizar los resultados referentes a la rigidez de la pieza.

IV. Selección de materiales

IV.1. ENSAYO CARGAS ESTÁTICAS

IV.1.1. Modelo 1

Tensiones

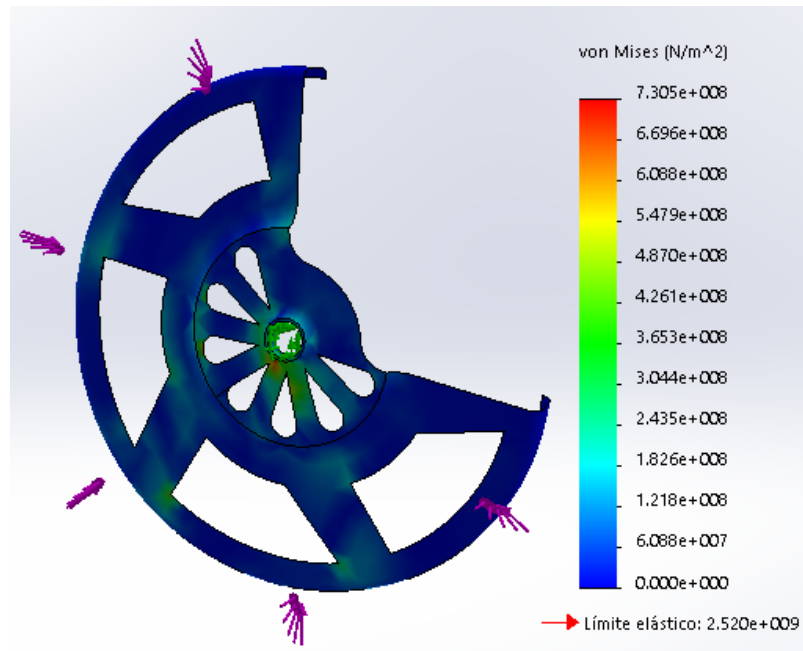


Figura 102. Resultados de tensiones tras la simulación de cargas estáticas con el material calculado y su disposición en láminas de tejido.

Deformaciones

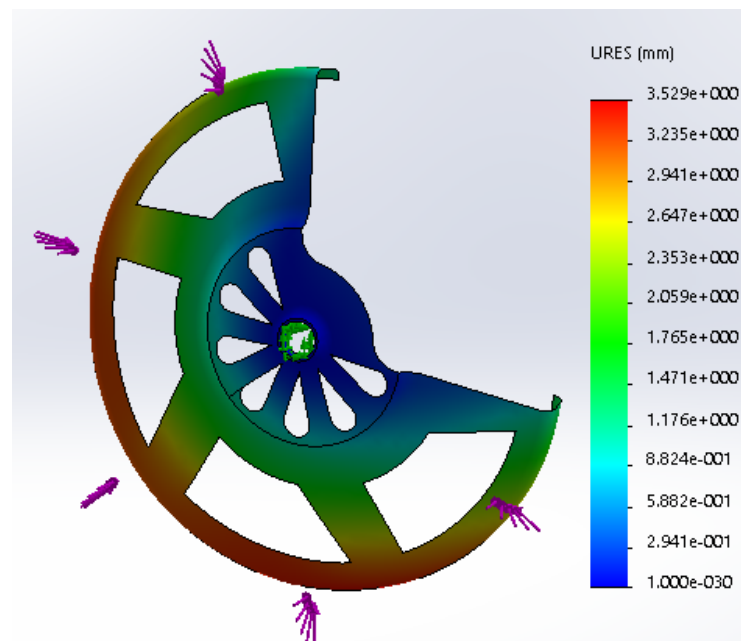


Figura 103. Resultados de deformaciones tras la simulación de cargas estáticas con el material calculado y su disposición en láminas de tejido.

IV. Selección de materiales

IV.1.2. Modelo 2

Tensiones

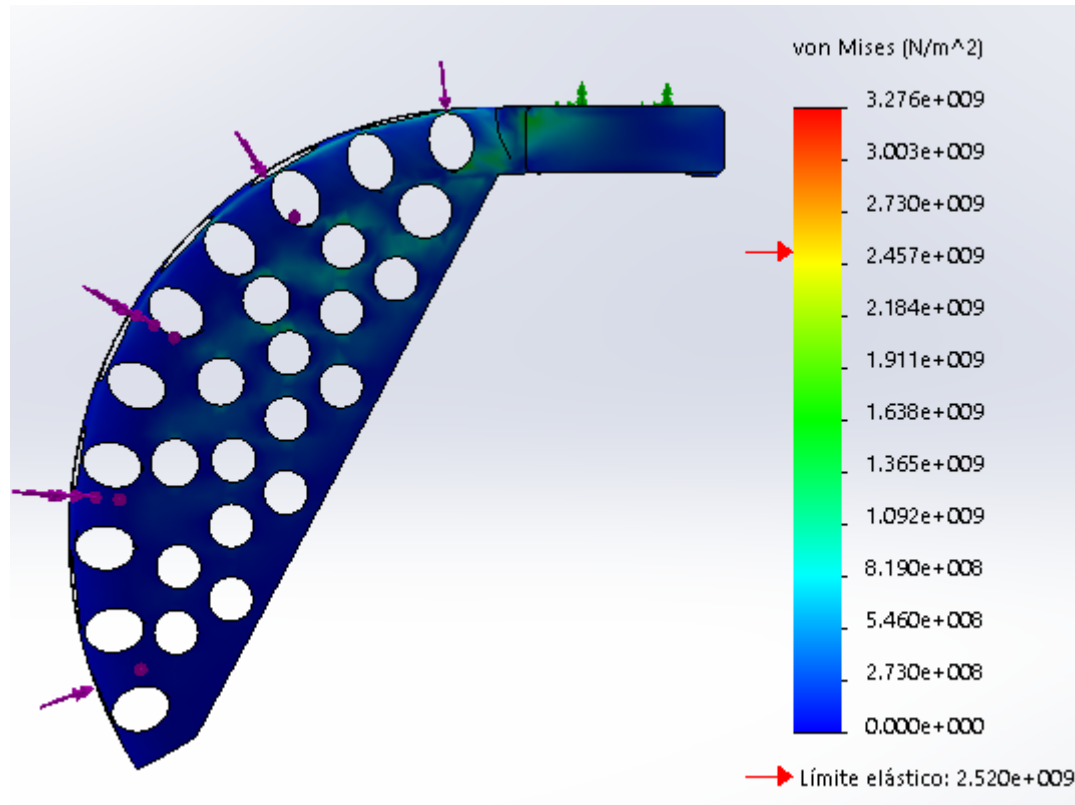


Figura 104. Resultados de tensiones tras la simulación de cargas estáticas con el material calculado y su disposición en láminas de tejido modelo 2.

Como se puede observar, en el primer modelo las tensiones no exceden los valores del límite elástico del material utilizado, y las deformaciones no suponen un riesgo de que la protección pueda entrar en contacto con los demás sistemas o componentes de su entorno, por lo que se puede concluir que este modelo ha superado los ensayos a los que se ha visto sometido, lo cual puede llevar a la determinación de esta como una pieza totalmente funcional y apta para su implementación en el ciclismo y en el mercado.

No obstante, no se puede decir lo mismo acerca del segundo modelo de protección, el cual excede los valores máximos limitados por el límite elástico del material utilizado, por lo que esta pieza, bajo el sometimiento de estas cargas incurriría en deformaciones plásticas o incluso en roturas, por lo que se puede determinar que este modelo no sería apto para su implementación en el mercado.

IV. Selección de materiales

Tras haber descartado el segundo modelo en los ensayos de cargas estáticas, ahora se analizará el ensayo bajo cargas de impacto del primer modelo, analizando así el estado tensional respecto del límite elástico del material, y comprobando las deformaciones que sufrirá en estas circunstancias.

IV. Selección de materiales

IV.2. ENSAYO IMPACTO

IV.2.1. Modelo 1

Tensiones

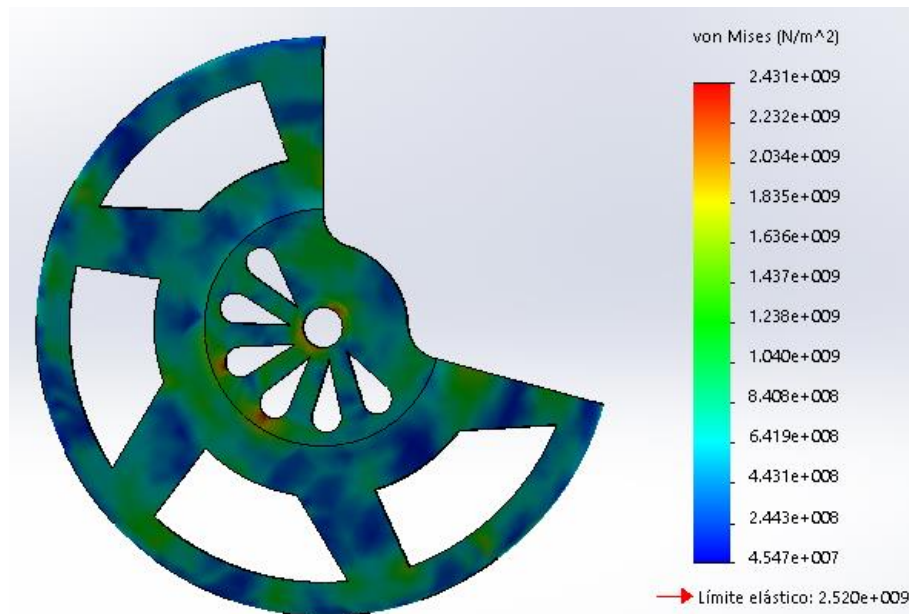


Figura 105. Resultados de tensiones tras la simulación de impacto con el material calculado y su disposición en láminas de tejido.

Deformaciones

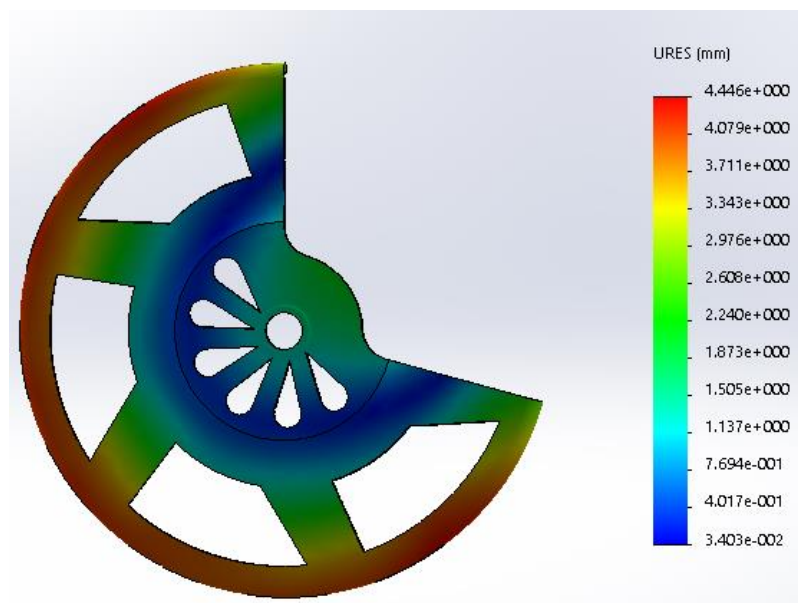


Figura 106. Resultados de deformaciones tras la simulación de impacto con el material calculado y su disposición en láminas de tejido.

IV. Selección de materiales

Tras observar los resultados obtenidos con el material aplicado, se puede determinar que los valores de las tensiones máximas se encuentran por debajo del límite elástico, y las deformaciones generadas en estas circunstancias no son excesivas, de forma que la protección no entrará en contacto con el disco ni con ningún componente que sea susceptible de ser dañado bajo estas condiciones.

Tras haber validado la integridad del primer modelo frente a todos los ensayos realizados, se procederá a realizar el trazado del factor de seguridad para cada situación o ensayo. El factor de seguridad frente a cargas aplicadas sobre la pieza se determinará mediante la expresión que relaciona la tensión máxima generada en la pieza y la máxima admisible por el material.

Para el ensayo de cargas estáticas:

$$C_s = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{eq}} = \frac{2520 \text{ MPa}}{730,5 \text{ MPa}} = 3,4497 \quad [\text{Ec.30}]$$

Para el ensayo de impacto:

$$C_s = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{eq}} = \frac{2520 \text{ MPa}}{2431 \text{ MPa}} = 1,03661 \quad [\text{Ec.31}]$$

V. FABRICACIÓN

FABRICACIÓN

V. SELECCIÓN DE PROCESO DE FABRICACIÓN.

Tras haber realizado la elección del material que mejor se adapta a los requerimientos de funcionalidad de la protección, ahora se deberá seleccionar el proceso de fabricación más adecuado según el material especificado, para el conformado de la pieza.

De entrada, por la naturaleza del material empleado, se podrían descartar varios tipos de procesos utilizados tradicionalmente para tanto materiales únicamente poliméricos como para metales, como podrían ser mecanizado, moldeo, fundición, extrusión,... ya que estos procesos, por la metodología que emplean, no sería posible el conformado de composites, ya que este tipo de material, como ya se ha expuesto en el apartado anterior, está compuesto por una capa de fibra, la cual es “empapada” por una resina termoestable líquida, que, mediante el proceso de curación, se endurece conformando así el material compuesto en su estado natural.

Por lo tanto, se debe seleccionar un proceso que permita tanto la posibilidad de introducir la tela o tejido que comprende la capa de fibra, en estado sólido, como el posterior aporte de la resina en estado líquido. Todo esto se debe poder realizar de forma que el tejido de fibra se adapte a la geometría del molde de la pieza a conformar, para cuando se produzca el aporte de resina y su posterior solidificación, sea la forma del molde la que prevalezca en la geometría final de la pieza.

También se debe tener en cuenta, que debido a la geometría de la protección y a su tamaño, no se requiere de maquinaria de gran envergadura, ni de procesos largos y costosos para su conformado, sin embargo, si se precisa de una elevada precisión de modelado ya que las pequeñas protuberancias o agujeros requieren de una tolerancia muy ajustada, ya que el encaje entre ambas partes de la protección debe poseer suma precisión, para no poner en conflicto la integridad de la pieza.

De esta forma, también se podría descartar el uso de grandes autoclaves, ideales para la fabricación de piezas, formadas por composites, en el sector aeronáutico, que a pesar de ser uno de los procesos más habituales y con mejores resultados para el conformado mediante materiales compuestos de alto rendimiento, el pequeño tamaño de la protección y los elevados

V. Fabricación

costes ligados al gran consumo de energía de este proceso no justificarían su uso en el proceso de fabricación.

Por otra parte, también se debe considerar el volumen de producción que se requerirá fabricar, ya que este será un factor determinante a la hora de descartar procesos de impregnación de resina de forma manual o procesos similares, en los cuales se requiera una elevada inversión de tiempo. Para definir la capacidad de producción necesaria se debe tener en cuenta que, aunque la protección inicialmente ha sido desarrollada para cubrir algunos aspectos de seguridad en las competiciones profesionales, también puede resultar de vital importancia su uso “en la calle”, ya que aquí se disponen las mismas circunstancias que pueden suscitar el riesgo de sufrir los mismos percances que se pueden observar en las más altas competiciones. Por lo tanto, se debe pensar en la posibilidad a medio plazo de suministrar este componente a algún fabricante de bicicletas que decida incorporar este elemento de serie en alguno de sus modelos, así pues, se requerirá disponer de la posibilidad de abastecer medios - altos volúmenes de producción.

Tras este primer proceso de filtrado de los diferentes tipos de procesos de fabricación aptos para cumplir con las demandas exigidas, expuestas anteriormente, se pueden encontrar una gran variedad de procesos orientados a la fabricación de todo tipo de componentes conformados de materiales compuestos, ya que, como se conoce, el uso de este tipo de materiales es cada vez más habitual a medida que la tecnología y el desarrollo de las prestaciones y facilidad de obtención de los mismos avanzan.

Por ello, algunos de los procesos más habituales existentes a día de hoy, como pre-impregnación, lay-up manual, RTM, infusión de resina, pultrusión,... cumplirían con las exigencias demandadas, con lo cual, ha de realizarse una comparación entre estos procesos para determinar cuál de ellos se adapta mejor a las necesidades de producción planteadas.

Para ayudar con la selección del proceso de fabricación según el material utilizado, se ha recurrido, nuevamente, al software utilizado para la selección de materiales CES EduPack, ya que el mismo posee un módulo en el cual relaciona cada material con los procesos de fabricación más adecuados y sus características, además de posibles volúmenes de producción y costes derivados del mismo aproximados. Las características de capa proceso proporcionadas por el programa servirán como base para realizar la comparativa entre los diferentes procesos y su viabilidad.

V. Fabricación

Debido a los requerimientos geométricos y de conformado que se necesitan para el conformado de la pieza, de forma preliminar, se pudo determinar que el proceso de fabricación elegido debe cumplir con los siguientes requisitos:

- Posibilidad de colocar las capas de fibra con la orientación adecuada.
- Facilidad de preparación del material.
- Rapidez del proceso media-alta.
- Posibilidad de recreación de geometrías pequeñas con elevada precisión.
- No excesivo material sobrante.
- Buen acabado.
- Pequeñas tolerancias.
- Volúmenes de producción medio-altos.

Una vez definidas las características que debe tener el proceso de conformado de la pieza diseñada, se procederá a la identificación de los procesos que mejor se adapten a las mismas. Mediante el software CES EduPack, seleccionando el material *“Epoxy/Carbon fiber Unidirectional Lay-up”*, el cual ha servido en el apartado anterior como base para identificar los componentes que lo conforman (matriz y refuerzo) y realizar así el cálculo propio del material, ya que este posee la misma composición, además de unas características muy similares a las del material seleccionado, se visualizarán los diferentes procesos de fabricación mediante los cuales se pueden confeccionar componentes de este material. Tras esta búsqueda, el software ha proporcionado los siguientes métodos de fabricación:

V. Fabricación

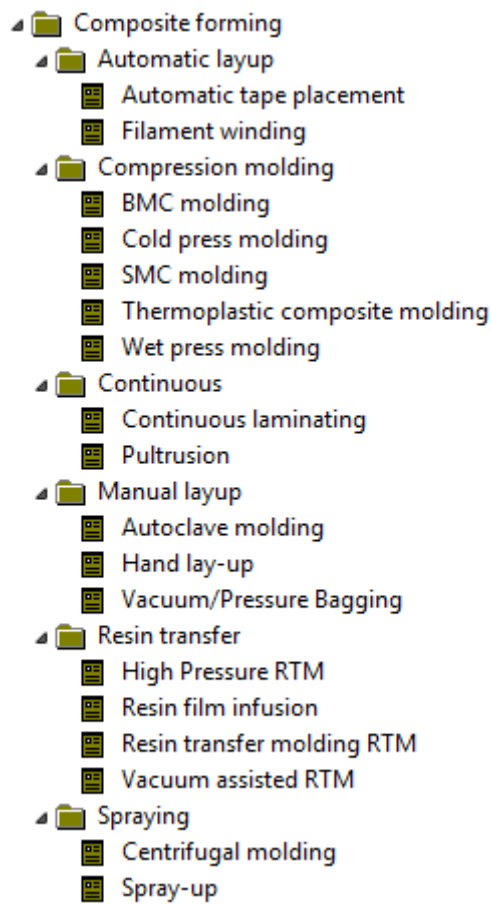


Figura 107. Procesos destinados al conformado de piezas con materiales compuestos.

De los diferentes procesos de conformado propuestos por el software, hay que seleccionar aquellos que permitan el conformado de piezas de difíciles geometrías y pequeños tamaños, además de que actúen bajo un estrecho margen de tolerancias.

Por ello, el primer paso será descartar los procesos integrantes de los módulos de *Automatic layup* y *Continuous*, ya que los mismos son procesos centrados en la obtención de laminados o perfiles, extruidos de forma continua a partir del laminado continuo de la fibra, impregnada de resina mediante un baño. Estos procesos son enfocados principalmente a la obtención de láminas preimpregnadas, piezas de geometrías planas o perfiles de diferentes geometrías. Aunque estos procesos tengan la ventaja de poseer un modelo de fabricación continua con ratios de producción elevados y la posibilidad de realizar un control exhaustivo de la proporción de resina del compuesto, la imposibilidad de fabricar piezas con geometrías complejas y de tamaño reducido como el modelo de protección propuesto, hace que deban ser descartados,

V. Fabricación

por falta de viabilidad, como posibles procesos a implantar en la producción de la pieza diseñada.

Una vez descartados los procesos de extrusión y laminado continuo, están los procesos de layup manual y transferencia de resina. Estos métodos se diferencian de los continuos en que para el conformado de la pieza se utiliza un molde, el cual se recubre con la tela de refuerzo, según la orientación y espesor deseado, y posteriormente se introduce la resina en fase líquida para dejarse curar y solidificar hasta obtener la geometría deseada de la pieza. No obstante, los procesos de layup manual, aunque de poca complejidad de realización, posee serias dificultades para la reproducción de formas o geometrías complejas, como lo es la protección que se desea fabricar, por lo tanto, se descartará también esta opción. Por ende, las metodologías de fabricación por transferencia de resina se ajustan más a las necesidades de producción definidas con anterioridad, así que serán estos procesos los que se adoptarán como viables y se realizarán las pertinentes comparaciones entre ellos para poder seleccionar el proceso que mejor se adapte a los requerimientos.

Por otra parte, hay que mencionar que en cuanto a los inconvenientes que entrañan estos procesos se encuentran unos ratios de producción más bajos, algo que va a ser imposible de evitar dada la geometría de la pieza.

No obstante, entre los procesos seleccionados como posibles se encuentra el método de *Moldeo por autoclave*, el cual, como ya se ha expresado previamente, no se considerará como un proceso viable dentro de la línea de producción de la pieza analizada en este proyecto, ya que los hornos autoclaves están destinados principalmente al conformado de componentes de aeronáutica y aeroespaciales, dotados de grandes dimensiones y con elevadas proporciones de fibras en sus compuestos. Se suelen usar este tipo de hornos para, mediante la presión a la que someten los componentes en su interior durante el proceso de curado, hacer que la resina impregne la completa totalidad de las capas de fibra, con el fin de no dejar imperfecciones o variaciones de densidad en el interior del componente que pudieran causar una zona con mayor fragilidad y susceptibilidad al fallo, ya que los componentes fabricados en esta área suelen tener la característica común de requerirse para elevadas prestaciones.

De la misma forma que la magnitud del proceso conlleva cierta dificultad, los hornos autoclaves son considerados maquinaria técnica muy especializada, y con ello, poseen un alto coste

V. Fabricación

económico, lo cual resultará contraproducente e innecesario en la fabricación de protecciones de disco de freno de bicicleta, que no requieren de tanta precisión en su fabricación.

De esta forma, solo quedan como posibles procesos a implementar los siguientes:

- Resin Transfer Molding.
- Resin film infusion.

Para poder determinar que proceso es el más adecuado para la fabricación de la pieza diseñada en este proyecto, a continuación, se procederá a realizar una comparación entre ellos, describiendo el proceso y enumerando sus principales ventajas e inconvenientes, además de realizar una valoración de los mismos para su posible implementación.

V.1. RESIN FILM INFUSION.

El método RFI, es una variante de los procesos de fabricación de materiales compuestos por transferencia de resina, con pequeñas variaciones en el estado de los componentes que conforman el material.

Los métodos de conformado de composites por transferencia de resina constan de un molde, abierto (es decir, solo la parte inferior del molde) en el cual se introducen las correspondientes capas de refuerzo del cual estará conformado el compuesto deseado, recubriendo así la totalidad de la superficie del molde. A continuación, se sella el molde por la parte superior mediante la colocación de una bolsa o tela de plástico (deformable) con cierta holgura para las posteriores contracciones, dejando siempre libres dos orificios que deben ir montados en el molde, para la entrada de resina y la salida del aire del interior del molde. Por último, se conectan ambos orificios al depósito de resina y a la bomba de vacío respectivamente. Cuando se acciona la bomba de vacío, esta extrae todo el aire alojado en el interior del molde, entre este y la superficie de plástico colocada en la parte superior. Esto crea que el film de plástico se adhiera a la superficie del molde cubierta por el tejido de fibra colocado con anterioridad, ejerciendo la suficiente presión sobre la fibra para asegurar el esparcimiento de la resina únicamente por la superficie de la misma. Cuando se ha extraído el aire por completo, y la presión entre el molde y el plástico que lo recubre pasa a ser inferior a la atmosférica, la resina, conectada al molde mediante el correspondiente agujero de alimentación, comienza a ser succionada hacia el interior de este, esparciéndose por todo el volumen remanente entre el molde y el film de plástico pegado a la capa de fibra por la succión. Esto crea que la capa de refuerzo sea empapada por la resina líquida de forma uniforme alrededor de toda su superficie,

V. Fabricación

consiguiendo un buen acabado por ambas partes debido a la presión o depresión existente en el interior que asegura que no se generen salientes ni rebabas. Tras haber permanecido el proceso de extracción de aire del interior del molde el suficiente tiempo para que la resina se introduzca en el mismo y realice el proceso de curado, se extrae la pieza del molde.

Generalmente estos métodos tienen una gran facilidad de realización, además de un bajo costo de los materiales necesarios para el mismo, sin embargo, es un proceso que requiere un elevado tiempo de fabricación, y, por lo tanto, condiciona unos ratios de producción bajos.

Process schematic

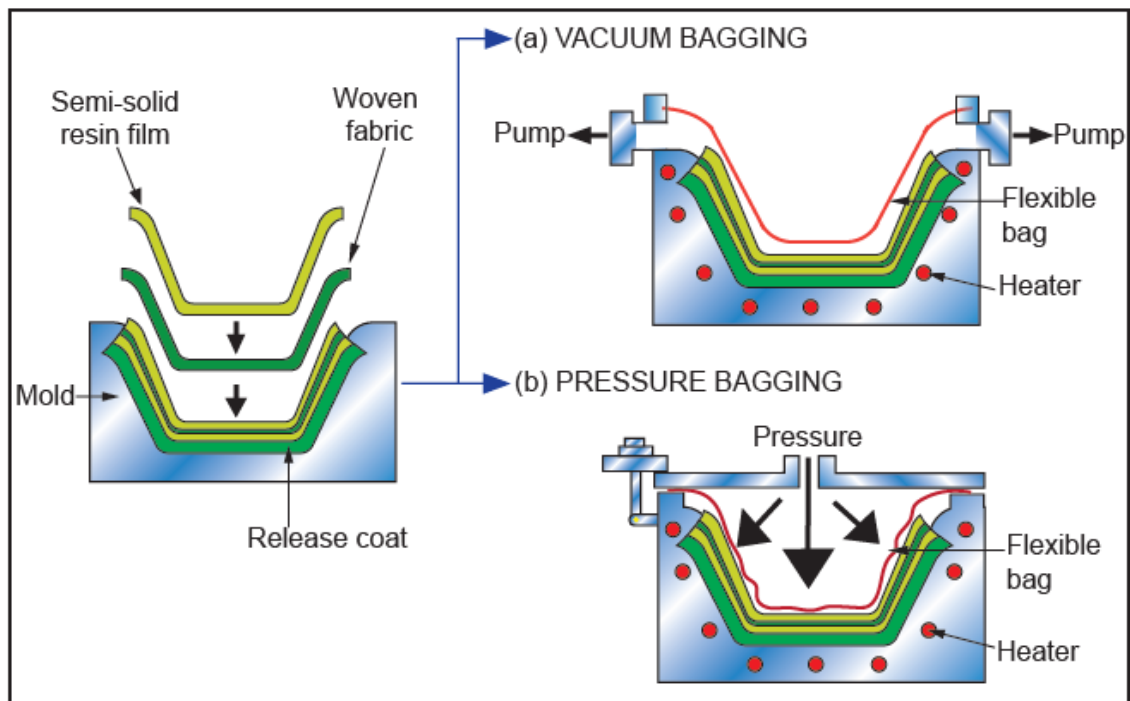


Figura 108. Representación gráfica de los pasos del proceso RFI.

La peculiaridad del RFI, o la diferencia que posee respecto los métodos de transferencia de resina tradicionales es que la resina no se introduce en el molde en estado líquido tras la activación de la bomba de vacío. En este proceso, al igual que en los métodos de transferencia de resina tradicionales, se introduce una primera capa de fibra recubriendo así la totalidad de la superficie del molde. Tras quedar el molde cubierto por el refuerzo, se introduce una capa

V. Fabricación

semisólida de resina semicatalizada con la forma del molde, la cual, para preservar estas propiedades ha debido almacenarse a temperaturas del orden de -18°C , y, una vez introducida la capa de matriz, se recubre la misma de otra capa de refuerzo por la parte superior como se ha realizado previamente con la superficie del molde. A continuación, siguiendo un procedimiento parecido al común entre los métodos de transferencia de resina, se acciona la bomba de vacío, o, en algunos casos, un compresor de aire, que en lugar de extraer el aire del interior del molde, genera una presión entre la película de plástico que cubre la parte superior del molde y la cavidad especializada para ello, en el interior de la cual se ubica el molde, teniendo como fin ambos procesos que la película de plástico quede adherida a la superficie de material colocada sobre el molde. Para acelerar el proceso de curado, se calienta el molde para ayudar a la fusión de la resina, la cual impregna las diferentes capas de refuerzo colocadas en el molde, de forma totalmente uniforme debido a la generación de presión exterior o depresión interior, según corresponda el caso, hasta finalizar el proceso de curado de la misma, tras lo cual se puede retirar la pieza del molde. Con la aplicación de presión (positiva en el exterior o negativa en el interior del molde) y el calentamiento del molde, este proceso permite recrear unas condiciones similares a las que se generarían en un horno autoclave para el curado de la resina, eliminando así la necesidad del mismo.

Generalmente el uso de este método para fabricación de piezas formadas por materiales compuestos, está, en la actualidad, limitado únicamente a piezas de mediano y gran tamaño utilizadas en el sector aeronáutico, siendo este y el sector aeroespacial los únicos que utilizan este proceso de fabricación.

Por otra parte, hay que mencionar que por la naturaleza del proceso y por las necesidades y requerimientos de introducir el material de la matriz del composite bajo las circunstancias descritas anteriormente, hacen de la resina epoxy la única matriz utilizada en la formación de piezas mediante este método. No obstante, existe una gran diversidad de fibras susceptibles de utilización, ya que este método no conlleva restricciones en cuanto al uso o tipo de refuerzos por las condiciones a las que se ve sometido durante el proceso.

También hay que mencionar, que, a diferencia de los procesos de conformado de composites mediante layup manual, el cual se realiza sin cubrir el molde, el proceso se realiza en el interior de un recipiente formado por el molde y la película de plástico que lo cubre, haciendo de esta una cavidad estanca, donde todos los gases desprendidos del proceso quedan almacenados en el interior y no se transmiten al exterior ni ocasionan el contacto directo con los operarios

V. Fabricación

encargados de realizar el proceso, permitiendo así unas condiciones de trabajo más favorables y limpias, y una mayor respetuosidad con el ambiente exterior.

Debido a la versatilidad de refuerzos posibles de utilizar en este método, se suele emplear en la fabricación de piezas formadas por estructuras del refuerzo tipo sándwich.

V.1.1. Ventajas e inconvenientes.

Las principales ventajas que ofrece la fabricación mediante este método son:

- Se pueden fabricar piezas con altos volúmenes o porcentajes de refuerzo, de forma muy precisa ya que existe una probabilidad ínfima de que algunas partes del refuerzo quede sin ser impregnado por la matriz o de que se generen espacios vacíos entre la geometría de la pieza.
- Las condiciones del método de fabricación hacen de este un proceso limpio, seguro y que no supone riesgos para la salud de los operarios.
- La resina, tras el proceso de fabricación, posee unas excelentes propiedades mecánicas debido al estado semisólido inicial de la misma y a las elevadas temperaturas que se alcanzan mediante el calentamiento del molde durante el proceso de curado.
- Es un método que no requiere elevados costes de fabricación, debido a la poca inversión necesaria en el material e infraestructura, y al poco consumo energético relativo del proceso.
- Elevada precisión geométrica y dimensional de las piezas producidas mediante este método.
- Posibilidad de obtención de propiedades parecidas de la pieza a las obtenidas en los hornos autoclaves, debido a las presiones y temperaturas alcanzadas durante el proceso, pero sin el elevado costo que supone la infraestructura y el consumo de energía de estos hornos.

V. Fabricación

- Posibilidad de utilización de una amplia gama de refuerzos, ya que la mayoría de fibras son compatibles con las condiciones del proceso.
- Las piezas conformadas mediante este método no necesitan de posteriores procesos de acabado.

Sin embargo, también existen una serie de desventajas ligadas a este proceso, como:

- Necesidad de almacenamiento de la resina a temperaturas muy bajas (del orden de -18°C) para el mantenimiento de las propiedades necesarias para la realización del proceso, lo cual genera un elevado consumo energético previo al proceso, y por ende, un alto coste.
- Los moldes deben estar modelados con materiales capaces de soportar las elevadas temperaturas que se generan a lo largo del proceso.
- Las resinas utilizadas para la elaboración de piezas mediante este método, suele estar limitada a las del tipo Epoxy, debido a las particulares condiciones del proceso.
- Este proceso no se encuentra muy extendido fuera del sector aeroespacial.
- A parte del molde, se requieren sistemas auxiliares de generación de presión o de vacío, además de hornos o calentadores para la correcta ejecución del proceso.
- Las herramientas utilizadas durante el proceso deben soportar las altas temperaturas que alcanza la resina durante el proceso, debido no solo al calentamiento del molde, sino a la liberación de energía de la misma, ya que el curado es un proceso altamente exotérmico.

V. Fabricación

- Tiempos de proceso largos, debido al tiempo de curado de la resina, lo que supone ratios de producción medios-bajos.

V.1.2. Evaluación del proceso.

Para realizar una valoración exhaustiva del proceso y poder determinar si el método sometido a evaluación es considerado viable y óptimo para la implementación de un sistema de producción para la fabricación del componente diseñado en este proyecto, se realizará una comparativa entre las diferentes ventajas y desventajas que supone la implantación del proceso en el conformado de la pieza estudiada, y se determinará si priorizan las repercusiones positivas para la implementación del mismo, o por el contrario se debe estudiar la posibilidad de instaurar un método de fabricación diferente.

Por una parte, este método presenta las ventajas de ser un proceso sencillo, sin elevados costes en las herramientas necesarias para su disposición ni en el consumo energético durante la ejecución del mismo, lo cual se traducirá en una reducción de costes en la cadena de producción, y, por lo tanto, en el precio final del producto. También permite el conformado de piezas con elevados volúmenes de fibras, como es el caso, permitiendo siempre unos acabados aceptables y unas tolerancias geométricas reducidas. Además, este método permite la creación de piezas con geometrías complejas, algo extremadamente necesario en la pieza estudiada, ya que existen gran cantidad de pequeños detalles en la misma. Sin dejar de lado las condiciones del material, también conviene mencionar que la resina posee excelentes propiedades mecánicas debido a las presiones y temperaturas alcanzadas durante el proceso, lo que se traducirá en unas mejores prestaciones de la pieza. Y, por último, el proceso es respetuoso con el medio ambiente y con los trabajadores implicados en el mismo, ya que al ser un proceso “cerrado” impide a los diferentes gases y vapores derivados del proceso emitirse al exterior.

Por otra parte, si se consideran las desventajas que presenta dicho método, se encuentra la necesidad del almacenamiento de la resina en cámaras frigoríficas a muy bajas temperaturas, lo que supone un coste adicional al proceso que anula el ahorro generado por la economicidad de los materiales utilizados y del proceso en sí. Los moldes deben estar formados por materiales resistentes a elevadas temperaturas, y, además, se requieren sistemas auxiliares de bombeo y generación de calor para llevar a cabo el proceso. También hay que mencionar que este proceso no se encuentra muy extendido fuera del sector aeroespacial, con lo que resultará en una dificultad extra encontrar profesionales que tengan altos conocimientos del método, y, que los

V. Fabricación

ratios de producción son inferiores a los requeridos para llevar a cabo posibles grandes pedidos. Por otro lado, también se puede considerar que como la parte superior del molde está cubierta por un film de plástico, que los acabados y las geometrías por esta zona serán de menor calidad que en el resto de las superficies.

En conclusión, este método es completamente apto para llevar a cabo el conformado de la pieza requerida, sin embargo, debido a dificultad de realizar detalladas formas geométricas por la parte superior del molde, y perder la ventaja del ahorro económico generada por la simplicidad del proceso, a causa del almacenamiento de la resina, surge la necesidad de estudiar métodos diferentes que puedan paliar las carencias que presenta el proceso analizado.

V.2. RESIN TRANSFER MOLDING

El método de Resin Transfer Molding o RTM, de la misma forma que el RFI, es una variante de los métodos de conformado de materiales compuestos por transferencia de resina.

Este proceso está fundamentado en el mismo principio expuesto en la explicación del proceso anterior, y el procedimiento de ejecución es muy similar, siendo algunas pequeñas variaciones en el estado de forma de los materiales utilizados y de las herramientas necesarias para llevar a cabo el proceso, las únicas divergencias.

Existen dos variantes de este método, por una parte, se encuentra el método VARTM, el cual consiste en un proceso muy similar al RFI. En primer lugar, se encuentra el molde, el cual únicamente está compuesto por la parte inferior, siendo cubierta la parte superior, de la misma forma que en el método RFI, por una película de plástico, sellando la cavidad para asegurar la estanqueidad de la misma. A continuación, se cubre el molde de las capas de refuerzo, en forma de tejido, cubriendo toda la superficie del mismo. Como peculiaridad de este proceso respecto al descrito anteriormente, la resina no se añade al molde en estado semisólido, sino que esta se encuentra almacenada en un depósito o recipiente, separada en los diferentes reactivos que la componen, los cuales entrarán en contacto dentro del molde. Cuando se acciona la bomba de vacío generando una depresión en el interior del molde, los diferentes reactivos son succionados hacia el interior del mismo, entrando en contacto y dando lugar al comienzo de la reacción, junto con algunos catalizadores, para formar la resina, que inmediatamente comienza su proceso de curado. Esta diferencia en el almacenamiento de la resina permite que con la utilización de este

V. Fabricación

proceso se inhiban los costes derivados del mantenimiento de la resina en estado semisólido en cámaras frigoríficas.

El proceso de curado se favorece mediante el calentamiento del molde, lo cual, como ya se ha explicado, permite la obtención de mejores propiedades mecánicas en la resina, debido a las temperaturas que se alcanzan durante el proceso. Sin embargo, aunque mediante este método se consiga subsanar el problema del almacenamiento que supone el RFI, sigue existiendo la baja precisión de las formas geométricas de la parte superior del molde, la cual sigue cubierta únicamente por una película de plástico, por lo que no sería la opción más adecuada para implementar si se requiere una precisión geométrica óptima en todas las partes de la pieza.

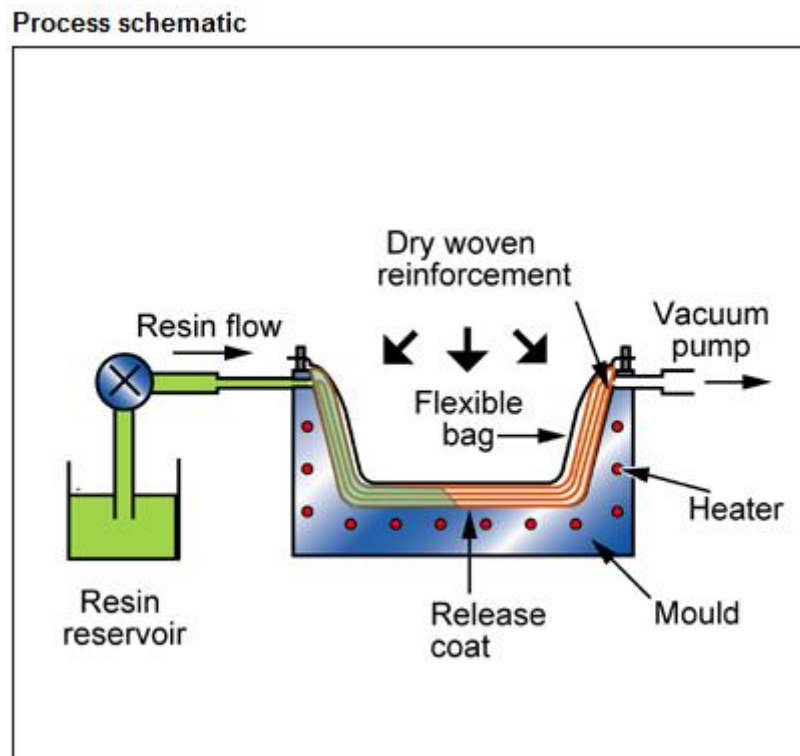


Figura 109. Representación gráfica del proceso VARTM.

Por otra parte, se encuentra la variante de este proceso llamada HP-RTM, la cual difiere de las anteriores ya que se realiza todo el proceso en el interior de un molde cerrado.

Esta variante del método RTM se caracteriza por realizarse el proceso en un molde cerrado, el cual está conformado por dos partes, que se juntan dejando una cavidad inferior con la

V. Fabricación

geometría de la pieza a conformar. Este proceso presenta multitud de similitudes con los procesos de inyección de polímeros tradicionales.

Para la ejecución del proceso, en primer lugar, de la misma forma que en los métodos anteriores, se introducen las diferentes capas de fibras en el interior del molde, confiriéndoles la orientación deseada, y cubriendo la totalidad de su superficie, para posteriormente cerrar el molde con la parte superior del mismo, dejando siempre descubiertos los respectivos taladrados para la introducción de la resina.

Este proceso difiere del método de Inyección de polímeros reforzados, debido a que, en este último, se inyecta al interior del molde directamente una premezcla del plástico con la fibra correspondiente. Esto se puede realizar debido a que en estos procesos la fibra que compone el refuerzo del material es corta, y no se encuentra formando una tela o tejido, sino que se presenta en una mezcla junto con el polímero. Este proceso resultaría inviable para el conformado de la pieza diseñada en este proyecto en particular, ya que la variación de la forma de las fibras implicaría un cambio en las propiedades del material que derivaría en un comportamiento distinto al calculado durante este estudio. Por ello, la fibra debe introducirse por capas, en forma de tejido, previamente al cierre del molde y la inyección de la resina.

Una vez introducida la capa de refuerzo en el interior del molde y estando este cerrado, mediante un sistema de inyección a presión, se inyecta la resina, la cual se encuentra almacenada de la misma forma que en la variante del proceso VARTM, en el interior del molde, siendo premezclados los reactivos previamente a su inyección. Tras completarse la transfusión de resina al interior del molde, este se ve sometido a un incremento de temperatura mediante sistemas de calentamiento del mismo, que, junto a la presión existente en el interior de la cavidad, ejercida por ambas partes del molde, crean las condiciones idóneas para el correcto curado de la resina, que puedan conferirle a la misma una obtención de excelentes propiedades mecánicas.

V. Fabricación

Process schematic

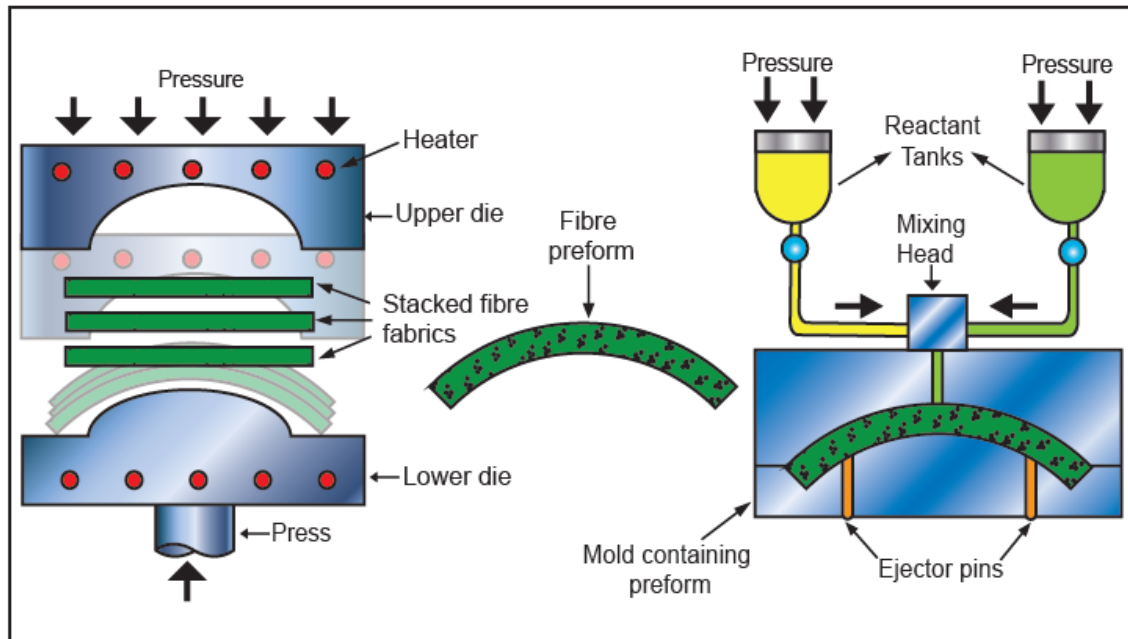


Figura 110. Representación gráfica del proceso HP-RTM.

Esta variante del método, aventaja a los demás procesos descritos hasta el momento, debido a que con la presión ejercida por la prensa que une las dos partes del molde, se generan una mejor precisión en los acabados, dando lugar a menores tolerancias geométricas y menor rugosidad superficial, brindando, además, la posibilidad de obtener una mayor capacidad de conformar geometrías más complejas por ambas partes de la pieza.

Mediante la implementación de este proceso como modelo de fabricación para la producción de la pieza de la protección, a pesar de que la inversión inicial en cuanto a la maquinaria necesaria para la realización del proceso y de las herramientas pertinentes sería más elevada que en las variantes del mismo método expuestas con anterioridad, también es cierto que se evitarían los problemas derivados del excesivo coste energético por el almacenamiento de la resina. Además, el acabado y tolerancia geométrica de las piezas fabricadas sería considerablemente mejor que en los demás métodos, significando una mayor calidad del producto final. Por último, los ratios de producción serían considerablemente más elevados, ya que el tiempo de fabricación derivado de este proceso es mucho menor que en los anteriores.

V. Fabricación

V.2.1. Ventajas e inconvenientes.

A continuación, se indicarán las principales ventajas del método HP-RTM (*High Pressure Resin Transfer Molding*):

- Elevado ratio de aprovechamiento de material, ya que la inyección de resina se produce de forma automatizada, ajustando así la cantidad adecuada de forma óptima.
- Alto grado de automatización y tiempos de inyección de resina y curado menores, lo cual deriva en tiempos de ciclo menores y una mayor productividad.
- Poca generación de vacíos o de partes sin impregnar del tejido de refuerzo, debido a las altas presiones de inyección y de compresión en el molde.
- Posibilidad de fabricación de piezas con geometrías más complejas que en los métodos estudiados hasta ahora.
- Mejores acabados superficiales y menores tolerancias, lo cual evita el posterior postratamiento de la pieza.
- Posibilidad de obtención resultados similares al proceso de curado mediante horno autoclave.
- Elevadas propiedades mecánicas de la resina por las condiciones de elevadas temperaturas y presiones en el proceso de curado.
- Al realizarse el proceso en el interior de un molde cerrado, se considera un método limpio y sin serios riesgos para el personal técnico encargado de la ejecución del proceso.
- Posibilidad de utilización de elevados volúmenes de fibras en la composición de las piezas, ya que las elevadas presiones de inyección permiten subsanar el problema de falta de permeabilidad existente en composiciones de esta magnitud.

V. Fabricación

- Posibilidad de utilización de una gran variedad de resinas termoestables.

Inconvenientes:

- Elevada inversión de capital debido a la maquinaria y útiles necesarios para la realización del proceso.
- Dependiendo de la geometría de las piezas a fabricar, a veces resulta necesario el conformado de una preforma con el tejido de refuerzo previo a la introducción del mismo en el molde.

V.2.2. Evaluación del proceso.

Una vez mencionadas las diferentes ventajas y desventajas del proceso, y conociendo las características de métodos diferentes, que permitan realizar una comparación, se procederá al análisis de este proceso para determinar si se puede considerar como óptimo para su implantación en la fabricación de la pieza.

Por una parte, este proceso permite una calidad elevada de los acabados y tolerancias, además de poder conformar modelos de geometrías más complejas. Además, posibilita un elevado aprovechamiento de material y una generación de vacíos y zonas con diferente densidad de resina ínfimas.

Debido a la naturaleza del método de producción, se permite un grado de automatización del mismo muy elevado, y, junto a los tiempos inferiores en la inyección de la resina y curado, hacen de este el método capaz de ofrecer una mayor productividad.

Igual que en los procesos estudiados previamente, este es un método limpio y respetuoso con el medio ambiente, que no genera serios riesgos para los operarios encargados de ejecutar el proceso, por realizarse todo el proceso en el interior de un molde cerrado.

V. Fabricación

Por otra parte, existe el inconveniente de la necesidad de una maquinaria pesada y sistemas de inyección y moldes cerrados adicionales, lo que supone una inversión inicial mucho mayor que en los demás métodos.

A modo de conclusión, aunque este proceso presenta el inconveniente de suponer una mayor inversión para la obtención de la maquinaria y el utillaje necesario para realizar el proceso, es capaz de paliar todos los defectos de conformado que supone la implementación de los otros métodos, siendo capaz de producir una mayor cantidad de piezas por unidad de tiempo, y de mejor calidad.

Por lo tanto, se ha decidido que el proceso HP-RTM (High Pressure Resin Transfer Molding) es el método capaz de optimizar al máximo la fabricación de la protección diseñada en este proyecto, con lo cual, este será el método propuesto, considerado más viable, para la posible futura fabricación de la pieza.

VI. ESTUDIO ECONÓMICO

ESTUDIO ECONÓMICO

VI. ESTUDIO ECONÓMICO.

Tras haber seleccionado el proceso más adecuado para la producción de la pieza requerida, y estando definidos los materiales que se utilizarán para su conformado, se puede realizar un estudio económico sobre los costes derivados del proceso de producción de la protección, y establecer así el precio de venta de la misma.

Los principales parámetros que se desean cuantificar, con el fin de poder analizar el coste total, de la forma más precisa posible, del producto final y determinar así el valor de salida al mercado que deberá poseer, son:

- Coste de la máquina necesaria para realizar el proceso de HI-RTM.
- Coste del molde que incluye.
- Coste del consumo energético de la misma.
- Coste de la mano de obra implicada en el proceso.
- Coste de material utilizado para conformar una pieza.

Para la obtención del coste de fabricación del producto, en primer lugar, es necesario conocer el precio de la maquinaria a utilizar, basándose en la hipótesis que ya se disponga de lugar (nave industrial) para la instalación de la maquinaria y la llevada a cabo del proceso. Aunque se disponga de la maquinaria necesaria, en las máquinas de inyección, el molde, que debe ser personalizado según la pieza que se desee conformar, es una pieza o útil totalmente independiente, por lo que el presupuestado del mismo será a parte del precio de la máquina. Además, es necesario conocer el precio del sueldo del personal operario encargado de ejecutar el proceso, que, aunque este sea un proceso con un elevado grado de automatización, siempre se requiere de técnicos de mantenimiento y de control de operaciones. Por último, el coste ligado al proceso lo determinarán el precio del material a utilizar y la energía eléctrica consumida en el proceso para el conformado de una pieza, el cual irá en función de la producción anual que se haya establecido.

Se debe tomar en consideración, que los cálculos que se pretenden realizar en este apartado, mostrarán valores orientativos, ya que algunos de los parámetros que a continuación se detallarán, han sido supuestos en base a comparativas realizadas con productos existentes, ya que los precios y parámetros reales para la adquisición de la maquinaria y el utillaje varían en función de la empresa encargada de asumir el pedido, y las características de la misma no suelen

VI. Estudio económico

ser de dominio público, por lo que ha sido imposible obtener la información precisa de forma completamente fiable.

Lo mismo sucede con la fabricación del molde, ya que el trabajo de diseño y conformado dependerá enormemente de la forma del mismo, según la pieza que se desee fabricar, por lo que el precio de cada molde será personalizado. No obstante, se realizarán varias suposiciones, que permitan el cálculo del mismo bajo dichas hipótesis de forma que intenten reflejar de la forma más precisa posible la realidad acerca de dicho proceso.

Para reflejar los costes derivados del consumo energético de la maquinaria durante su funcionamiento en el proceso, se han realizado estimaciones acerca de la potencia brindada por la máquina en condiciones de trabajo.

VI.1. Coste de la máquina.

Como previamente se ha definido en el apartado de selección de procesos de fabricación, la metodología a emplear para el conformado de la pieza es HP-RTM (*High Pressure Resin Transfer Molding*), ya que el material utilizado será un composite formado por una matriz de resina epoxy y el refuerzo lo constituirá un tejido de fibra de carbono, de fibra larga y con orientación por capas $0^{\circ};90^{\circ}$, que, además, por la geometría compleja y el pequeño tamaño de la misma, hacen de este el sistema más conveniente para la fabricación de la pieza.

Para poder llevarse a cabo este proceso es necesaria la adquisición de una máquina de inyección de resina a un molde que contenga previamente la preforma de la tela de refuerzo. Debido a que este no es el procedimiento habitual para la clásica inyección de termoplásticos, no se puede adquirir una inyectora de este tipo, ya que las presiones de inyección, la metodología, la necesidad de un calentador para el proceso de curado de la resina y de una prensa para el cierre de ambas partes del molde a determinada presión, hacen de esta un tipo de maquinaria muy concreta y dedicada exclusivamente al método HP-RTM.

Aunque este proceso, actualmente no esté tan implementado como la inyección de materiales poliméricos, y, por lo tanto, no exista tanta variedad y afianzamiento de este tipo de maquinaria en comparación con las inyectoras tradicionales, ya es posible encontrar que algunos de los fabricantes más conocidos de maquinaria industrial ofertan en sus catálogos de venta máquinas de inyección con las características necesarias para la recreación del proceso HP-RTM.

VI. Estudio económico

No obstante, como se ha expuesto previamente, la mayoría de los fabricantes de maquinaria se reservan el derecho a exhibir los precios de los productos que ofertan de forma pública en los catálogos o en las páginas web. Es por ello, que no se ha podido determinar el precio exacto de una máquina de este tipo.

Sin embargo, mediante la búsqueda de maquinaria similar a estos modelos, se ha encontrado con que la media de precio que suelen costar dichas máquinas inyectoras actualmente, oscila entre los 150.000€ y los 200.000€.

Con el fin de economizar al máximo los costes de inversión inicial para la implementación de este método, se ha propuesto la compra de una de estas máquinas en páginas especializadas en venta de artículos de segunda mano o seminuevos, ya que una inyectora de este tipo es igualmente capaz de la realización del mismo tipo de funciones aun llevando algunos años en funcionamiento.

El precio aproximado de una máquina de este tipo obtenida de segunda mano, rondaría entre los 50.000€ y los 60.000€, por lo que, bajo esta suposición, queda establecido el precio de la adquisición de la maquinaria necesaria para la ejecución del proceso como:

Tabla 18. Coste máquina de inyección necesaria para llevar a cabo el proceso HI-RTM.

Máquina inyección HP-RTM	60.000 €
--------------------------	----------

VI.2. Coste del molde.

Para poder determinar el coste del molde, hay que tener en cuenta varias etapas, que comprenden desde su desarrollo hasta su fabricación, ya que la imposibilidad de poder adquirir un molde ya fabricado, debido a que este tiene que tener la forma específica de la pieza desarrollada, imposibilita cualquier otra acción que no sea su confeccionamiento desde el proceso de diseño del mismo. Por ello, se tendrán en cuenta el proceso de diseño, su fabricación y cualquier post-procesado necesario para dotarlo de las características que permitan una correcta funcionalidad durante el proceso.

VI. Estudio económico

VI.2.1. Diseño del molde.

El diseño del molde comprende la realización de un proyecto de diseño mediante software CAD, en el cual se realizará un boceto virtual de la geometría tanto exterior como interior del molde. Mediante este diseño en softwares CAD, se pretende definir las diferentes coordenadas que tendrán cada uno de los puntos de referencia de la geometría del molde, los cuales posteriormente, mediante su introducción en maquinaria de mecanizado por control numérico, permitirán la materialización del boceto virtual del mismo.

Es necesario concretar, que la fabricación del molde se realizará basando su diseño en la utilización de materiales metálicos, debido a que los mismos poseen unas características mecánicas referentes a la rigidez y soporte térmico excelentes.

Si se supone que es un ingeniero el encargado del diseño, mediante software CAD, del molde, y que requiere un plazo de un mes para la consecución del mismo, se procederá al cálculo del salario asociado al ingeniero, según las horas estimadas, lo cual no deja de ser una aproximación, y según el salario mínimo establecido por convenio en la **Disposición 542 del BOE número 15 de 2017**. [14]

Suponiendo 1 mes como 23 días laborales:

$$46 \text{ días} \cdot 8 \frac{\text{horas}}{\text{día}} \cdot 9,1686 \frac{\text{€}}{\text{hora}} = 3374,04 \text{ €} \quad [\text{Ec.32}]$$

Este sería el coste de diseño del molde.

VI.2.2. Materiales y mecanizado.

Tanto los materiales para la obtención del molde, como el precio de mecanizado del mismo son dos parámetros que dependen íntegramente tanto de la cantidad demandada, del proveedor o centro de mecanizado, de las horas de trabajo que se consideren oportunas,...

Por ello, ha sido imposible determinar de una manera precisa el coste de este apartado, ya que este tipo de información mencionada anteriormente no se encuentra ofertada de forma pública.

VI. Estudio económico

En vista de la imposibilidad de obtener los datos necesarios por cuenta propia, se ha decidido aproximar el valor del coste de este apartado mediante la comparación con proyectos de esta índole, es decir, de presupuesto de fabricación de moldes, cuyas referencias se encuentran especificadas en la bibliografía.

Por lo tanto, el coste de materiales y mecanizado del molde se podría suponer como:

Tabla 19. Coste de materiales y mecanizado del molde.

Materiales y Mecanizado	50.000 €
-------------------------	----------

VI.2.3. Coste total del molde.

Sumando los diferentes costes de fabricación y diseño del mismo, y añadiéndole un 10% sobre el presupuesto por posibles imprevistos, se obtiene un total de:

Tabla 20. Coste total de fabricación del molde.

Diseño del molde	3.374,04 €
Materiales y Mecanizado	50.000 €
+ 10 %	5.337,4 €
TOTAL	58.711,4 €

VI.3. Coste del consumo energético del proceso.

Para conocer el consumo energético del proceso, se debe determinar el tiempo que la máquina, encargada de realizar la inyección de resina y el curado de la misma, está en funcionamiento.

Para ello, se debe conocer el tiempo de ciclo necesario que la máquina está trabajando para el conformado de una pieza, además de la potencia desarrollada por la misma.

De la misma forma que en el apartado anterior, se desconoce por una parte la potencia que genera la máquina durante cada una de las etapas de funcionamiento del ciclo de fabricación (inyección, prensado, curado) debido a que los fabricantes de maquinaria industrial suelen reservarse el derecho a publicar en sus páginas web y catálogos algunos de los parámetros característicos de la máquina, con el fin de no favorecer a la competencia.

VI. Estudio económico

Por otra parte, tampoco se conoce el tiempo de ciclo que tardará en realizar la máquina desde la introducción de la fibra en el molde previamente a la inyección, de forma manual por un operario con el fin de dotarla de la orientación y número de capas deseado, hasta el tiempo de curado que debe permanecer la pieza en el interior del molde, el cual depende exclusivamente de la temperatura a la que se encuentra el molde y del tipo de endurecedor (hardener) añadido para que actúe como catalizador del proceso.

Ante el desconocimiento de estos parámetros, y la imposibilidad de obtenerlos, ya que se debe realizar de forma experimental y no se cuenta con el equipo necesario, se ha optado por basarse en algunos datos obtenidos de un estudio realizado para la obtención de costes derivados del proceso de conformado de una pieza de automoción mediante el método HP-RTM, el cual se encuentra referenciado en la bibliografía. [15]

Debido a la similitud del proceso, y conociendo que se trata del mismo método de fabricación que el propuesto en este proyecto, se ha procedido a la suposición de los datos, teniendo como referencia el estudio mencionado.

Tabla 21. Tiempo del proceso de fabricación separado en diferentes etapas.

PROCESO	Carga preforma	Cierre molde	Inyección y Curado	Apertura molde y extracción pieza	TOTAL
TIEMPO	6 s	2 s	700 s	7 s	715 s

Una vez definido el tiempo de ciclo para la obtención de una pieza, se obtendrá la potencia consumida por una máquina típica de HP-RTM, cuyos parámetros se han supuesto en base a los resultados obtenidos en el estudio que previamente se ha mencionado.

Para ello, se ha realizado una diferenciación entre la energía consumida por la prensa encargada de mantener la presión en el molde, y el calentamiento del mismo para llevar a cabo el proceso de curado.

Tabla 22. Consumo energético de cada parte de la máquina durante el proceso.

PROCESO	Prensa	Calentamiento
ENERGÍA	7,5 KWh	0,6KWh

VI. Estudio económico

Si obtenemos durante cuánto tiempo la máquina está gobernada bajo cada consumo, lo cual es posible debido a que se conocen las diferentes fases del ciclo y qué parte de la máquina actúa en cada una de ellas, se podrá obtener el consumo total de energía del proceso.

Tabla 23. Parte de la máquina que actúa en cada etapa del proceso.

PROCESO	Carga preforma	Cierre molde	Inyección y Curado	Apertura molde y extracción pieza
SISTEMA	-	Prensa	Prensa / Calentamiento	Prensa

Con lo que la estimación de tiempos que actuará cada sistema será:

Tabla 24. Tiempo del proceso que actúa cada parte de la máquina.

SISTEMA	Prensa	Calentamiento
TIEMPO	709 s	700 s

Considerando el precio de KWh estandarizado por la empresa Iberdrola, y despreciando el término de potencia contratada, puesto que se está estudiando únicamente la energía consumida:

$$0,012754 \frac{\text{€}}{\text{KWh}} \cdot (7,5 \text{ KWh}) + (0,6 \text{ KWh}) = 0,1033 \text{ €} \quad [\text{Ec.31}]$$

Este sería el coste energético del conformado de una pieza.

Si se analiza la producción horaria de piezas, se obtiene:

$$\frac{3600 \text{ s}}{715 \text{ s}} = 5,03 \frac{\text{piezas}}{\text{hora}}$$

Y para obtener la producción anual:

$$5 \frac{\text{piezas}}{\text{hora}} \cdot 8 \text{ horas} \cdot 5 \text{ días} \cdot 4 \text{ semanas} \cdot 11 \text{ meses} = 8800 \frac{\text{piezas}}{\text{año}} \quad [\text{Ec.32}]$$

VI. Estudio económico

Con lo cual:

$$0,1033 \frac{\text{€}}{\text{pieza}} \cdot 8800 \frac{\text{piezas}}{\text{año}} = 909,04 \frac{\text{€}}{\text{año}} \quad [\text{Ec.33}]$$

Si, además, se supone el coste de mantenimiento y funcionamiento de la máquina en 20 €/hora, se puede estimar:

$$\frac{10 \frac{\text{€}}{\text{hora}}}{5 \frac{\text{piezas}}{\text{hora}}} = 2 \frac{\text{€}}{\text{pieza}} \quad [\text{Ec.34}]$$

Por lo que anualmente:

$$2 \frac{\text{€}}{\text{pieza}} \cdot 8800 \frac{\text{piezas}}{\text{año}} = 16.600 \frac{\text{€}}{\text{año}}$$

VI.4. Coste de mano de obra.

Para el proceso de colocación de la capa de refuerzo en el interior del molde, es necesario la contratación de un operario, ya que este paso del proceso no se puede automatizar, debido a que la colocación de las capas de fibra en el molde deben tener una orientación determinada y un espesor dado (por el número de capas calculado), además de que la colocación debe ser muy precisa, intentando cubrir todos los ángulos y huecos del molde para que el espesor de la pieza conformada sea homogéneo en toda la superficie de la misma.

Para la determinación del salario del operario, se ha predispuesto la cantidad mínima establecida anteriormente según la **Disposición 542 del BOE número 15 de 2017** para operarios según su puesto laboral de oficial 1ª.

$$4,38 \frac{\text{€}}{\text{hora}} \text{ o } 11.286,8 \frac{\text{€}}{\text{año}}$$

VI. Estudio económico

VI.5. Coste de material.

Por último, hay que determinar el coste de material necesario para conformar una pieza.

Se conoce el peso total de la pieza, el cual se ha determinado en apartados anteriores para la consecución de algunos cálculos, y también se conoce el porcentaje en peso que equivale tanto la matriz como el refuerzo, ya que el cual se ha determinado mediante los cálculos del material realizados por modelos micromecánicos.

Definiendo pues, el precio de cada uno de los materiales y la cantidad utilizada en el conformado de una pieza, se obtiene:

Precio Resina Epoxy: 2,36 €/Kg

Precio Fibra de Carbono de alta resistencia: 27 €/Kg

Peso pieza: 56,68 gramos

% Peso fibra: 70

% Peso resina: 30

$$\left(0,05658 \text{ Kg} \cdot 0,7 \cdot 27 \frac{\text{€}}{\text{Kg}}\right) + \left(0,05658 \text{ Kg} \cdot 0,3 \cdot 2,36 \frac{\text{€}}{\text{Kg}}\right) = 1,109 \frac{\text{€}}{\text{pieza}} \quad [\text{Ec.35}]$$

$$1,109 \frac{\text{€}}{\text{pieza}} \cdot 8800 \frac{\text{piezas}}{\text{año}} = 9.759,2 \frac{\text{€}}{\text{año}}$$

Este será el coste del material para la fabricación de una pieza, suponiendo que no existen pérdidas de material durante el proceso de conformado.

VI.6. Coste total.

Una vez obtenidos los costes parciales de cada parte del proceso, se dispondrá a calcular el coste anual de producción, teniendo en cuenta la inversión inicial.

Se tiene en cuenta que el diseño de la protección se ha realizado mediante la unión de dos piezas, una de carácter fijo, unida al eje de la rueda, y otra sustraíble. Conociendo que cada parte

VI. Estudio económico

posee una geometría concreta, se debe incluir en los cálculos la necesidad de contar con dos máquinas, dos moldes diferentes y dos procesos independientes.

Tabla 25. Coste total del proceso de fabricación.

CONCEPTO	COSTE
MÁQUINA	120.000 €
MOLDE	117.423 €
OPERARIO	11.286,8 €
MATERIAL	9.759,2 €
PROCESO	35.018,1 €
TOTAL	293.487 €

Para el cálculo del precio final de la pieza, se debe tener en cuenta el período de amortización de la inversión inicial, el cual se ha fijado en tres años. Con estas condiciones se calcula el precio final de la pieza para empezar a generar beneficios el tercer año de producción.

Tabla 26. Cálculo de Pay Back o de recuperación de la inversión.

AÑO	0	1	2	3
Inversión Inicial	237.423 €			
Producción unidades		8800	8800	8800
Beneficio venta		135.256 €	135.256 €	135.256 €
Costes		56.064,10 €	56.064,10 €	56.064,10 €
Beneficio neto		79.191,90 €	79.191,90 €	79.191,90 €
Pay Back		79.141 €	79.141 €	79.141 €
Amortización inversión		-158.231,10 €	-79.039,20 €	152,70 €

Para la obtención de estos resultados se ha fijado un precio final del producto de 15,37 €.

Como se puede observar, este precio permitirá una recuperación de la inversión en tres años desde la realización de la misma. A partir de ese período las necesidades de cubrir el pay back desaparecerán, con lo que resultará un margen de beneficios muy superior o una bajada del precio del producto con el fin de otorgarle preferencia respecto a la competencia.

VII. APÉNDICES

APÉNDICES

IV. Apéndices

IV.1. REFERENCIAS

- [1] INGEMECHANICA [En Línea]. “Tutorial número 74 – Frenos de disco en los vehículos automóviles”. <<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn74.html>> (Fecha de consulta: 1/5/2017)
- [2] AFICIONADOSALAMECÁNICA [En Línea]. “Sistema de frenos”. <<http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-3.htm>> (Fecha de consulta: 1/5/2017)
- [3] Ferrer, Álvaro. 2015. “Frenos de disco y tambor: tipos, componentes y funcionamiento”. <<https://www.autonocion.com/frenos-disco-tambor-componentes-tipos-funcionamiento/>>(Fecha de consulta: 2/5/2017)
- [4] WIKIPEDIA [En Línea]. “Freno de bicicleta”.<https://es.wikipedia.org/wiki/Freno_de_bicicleta>(Fecha de consulta: 3/5/2017)
- [5] Lorenzo, Miguel. 2015. “La historia de los frenos en el mountain bike”. <<http://www.mountainbike.es/noticias/todas-noticias-accesorios/articulo/La-Historia-de-los-Frenos-en-el-mountain-bike>> (Fecha de consulta: 5/5/2017)
- [6] DEMOBIKE. [En Línea]. “Frenos de disco: todo lo que tienes que saber”. <<http://demobike.es/frenos-de-disco-todo-lo-que-tienes-que-saber/>> (Fecha de consulta: 5/5/2017)
- [7] ORBEA. [En Línea]. 2017. “Frenos de disco en carretera: Por qué son la mejor solución”. <<https://www.orbea.com/es-es/blog/por-que-los-frenos-disco-son-solucion-ciclismo-carretera/>> (Fecha de consulta: 6/5/2017)
- [8] Bueno, Pablo. 2015. “10 preguntas y respuestas sobre los frenos de disco”. Ciclismo a fondo. <<http://www.ciclismoafondo.es/mecanica/Informes/articulo/frenos-disco-versus-zapata#>> (Fecha de consulta: 7/5/2017)
- [9] CICLISMOAFONDO. [En Línea]. 2014. “Vídeo comparativo: Frenos de disco hidráulicos vs Frenos de zapata” <<http://www.ciclismoafondo.es/material/Noticias-material/articulo/video-comparativa-frenos-hidraulicos-carretera-frenos-zapata-mm#>> (Fecha de consulta: 9/5/2017)
- [10] Woodman, Oli. 2017. “Could disc brake guards be the solution (to a problem that may not exist)?”. bikeradar.<<http://www.bikeradar.com/road/news/article/donchisciotte-disc-brake-guard-first-look-47261/>> (Fecha de consulta: 12/5/2017)
- [11] Woodman, Oli. 2017. “It’s oficial: disc brake guards are happening”. bikeradar. <<http://www.bikeradar.com/road/news/article/disc-brake-safety-covers-49685/>> (Fecha de consulta: 12/5/2017)
- [12] PETERVERDONE. [En Línea]. “Shimano Framebuilder Info”. <http://www.peterverdone.com/wiki/index.php?title=Shimano_Framebuilder_Info> (Fecha de consulta: 15/5/2017)
- [13] WIKIHOW [En Línea]. “Cómo calcular la carga de viento”. <<http://es.wikihow.com/calcular-la-carga-del-viento>> (Fecha de consulta: 2/6/2017)

IV. Apéndices

[14] Aurrekoetxea, J.; Baskaran, M.; Acosta, J.; Argarate, U.; Arregi, E.; Aranburu, A.; 2016; “Análisis de las instalaciones de RTM necesarias para fabricar piezas de automoción de composite de fibra de carbono”. Interempresas.

<<https://www.interempresas.net/MetalMecanica/Articulos/160645-Analisis-instalaciones-RTM-necesarias-fabricar-piezas-automocion-composite-fibra-carbono.html>> (Fecha de consulta: 10/7/2017)

[15] Real Decreto 542/ 2017 de 18 de enero, por el que se registra y publica el Convenio colectivo del sector de empresas de ingeniería y oficinas de estudios técnicos. BOE núm. 15, Ministerio de Empleo y Seguridad Social, Madrid, España, 18 de enero de 2017. (Fecha de consulta: 11/7/2017)

IV. Apéndices

IV.2. CÁLCULOS DE MATERIAL.

Como se ha expuesto en el apartado de selección de materiales, el programa utilizado para la selección de materiales no proporciona los parámetros necesarios para la realización de una simulación de cargas bajo el criterio indicado, de estudiar el comportamiento del material, y, por tanto, de la pieza, en todas las direcciones espaciales.

Para realizar los análisis y simulaciones de la forma más semejante posible a la realidad, se ha decidido cubrir las carencias del software de selección de materiales mediante la aplicación de modelos micromecánicos para la obtención de las propiedades mecánicas del material compuesto necesarias para la correcta ejecución del estudio de comportamiento bajo cargas.

En primer lugar, se han seleccionado los materiales que compondrán tanto la matriz del composite como el refuerzo, obteniendo mediante el software CES EduPack, las propiedades mecánicas, necesarias para la realización de los cálculos pertinentes, de cada material por separado.

Epoxy Resin cycloaliphatic		
Parámetro	Valor	Unidades
ρ_m	1,21	g/cm ³
E_m	3080	MPa
ν_m	0,4	
G_m	1100	MPa
S_{mT}	66,2	MPa
S_{mC}	138	MPa
S_{mS}	66,2	MPa
V_f	0,7	

Carbon Fibers high strength 5 micron		
Parámetro	Valor	Unidades
ρ_f	1,84	g/cm ³
E_{f11}	245	GPa
E_{f22}	24,5	GPa
ν_{12}	0,2	
ν_{23}	0,25	
G_{12}	110	GPa
G_{23}	11	GPa
X_{ft}	4000	MPa
X_{fc}	5000	MPa

En primer lugar, para el cálculo del módulo de cizalladura de la matriz, se ha aplicado la siguiente ecuación:

$$G_m = \frac{E_m}{2 \cdot (1 + \nu_m)} = 1100 \text{ MPa} \quad [\text{Ec.36}]$$

Una vez obtenidos los diferentes parámetros necesarios para poder caracterizar de forma completa el material que se pretende utilizar para el conformado de la pieza de la protección, se ha procedido a la aplicación de un método de cálculo micromecánico para la obtención de las propiedades del material compuesto. El método considerado para la realización del cálculo expuesto a continuación, ha sido el modelo de Chamis.

IV. Apéndices

A continuación, se muestran las ecuaciones y los pasos seguidos para la obtención de los datos del material final.

En primer lugar, se calcula el módulo de Young del composite en la dirección longitudinal de la orientación de la fibra. Para ello se tiene en cuenta los módulos de Young de la matriz y del refuerzo, y el porcentaje en peso de cada uno de ellos en el compuesto.

$$E1 = E_{f11} \cdot V_f + E_m \cdot (1 - V_f) = 172424 \text{ MPa} \quad [\text{Ec.37}]$$

Tras haber calculado el módulo de Young en la dirección longitudinal de la fibra, se calcula a continuación los módulos transversales en ambos ejes perpendiculares a la dirección de la fibra.

$$E2 = E_m \cdot \left(\frac{1}{(1 - \sqrt{V_f}) \cdot \left(1 - \frac{E_m}{E_{f22}}\right)} \right) = 11470,2777 \text{ MPa} \quad [\text{Ec.38}]$$

$$E3 = E2$$

Una vez obtenidos los módulos, se procede a la obtención de los coeficientes de Poisson, siendo el mismo en las direcciones longitudinal y transversal en el mismo plano de la fibra.

$$\nu_{12} = \nu_{12f} \cdot V_f + \nu_m \cdot (1 - V_f) = 0,26 \quad [\text{Ec.39}]$$

$$\nu_{12} = \nu_{13}$$

Ahora se calcula el coeficiente de Poisson en la dirección transversal a la fibra, pero no contenido en el plano de la misma.

$$\nu_{23} = \frac{E2}{2 \cdot G_{23}} - 1 = 0,2878 \quad [\text{Ec.40}]$$

A continuación, se procede a la obtención de los módulos de cizalladura, cuyos valores dependen de los homólogos de la correspondiente dirección de la fibra en cada caso.

$$G_{12} = G_m \cdot \left(\frac{1}{(1 - \sqrt{V_f}) \cdot \left(1 - \frac{G_m}{G_{f12}}\right)} \right) = 6406,2777 \text{ MPa} \quad [\text{Ec.41}]$$

$$G_{12} = G_{13}$$

$$G_{23} = G_m \cdot \left(\frac{1}{(1 - \sqrt{V_f}) \cdot \left(1 - \frac{G_m}{G_{f23}}\right)} \right) = 4453,3335 \text{ MPa} \quad [\text{Ec.42}]$$

El siguiente paso es la definición de la fuerza de rotura a tracción en cada dirección, pudiéndose observar como la magnitud referente al sentido longitudinal de la misma depende únicamente del valor de límite de tensión en la fibra, sin embargo, en la determinación del módulo transversal, influyen tanto la resistencia de la fibra como de la matriz.

$$Xt = V_f \cdot Xt_f = 2800 \text{ MPa} \quad [\text{Ec.43}]$$

IV. Apéndices

$$Y_t = 1 - (\sqrt{V_f} - V_f) \cdot \left(1 - \frac{Em}{Ef_{22}}\right) \cdot SmT = 58,3 \text{ MPa} \quad [\text{Ec.44}]$$

De la misma forma, se calcula los límites de resistencia a compresión en ambas direcciones. Se puede observar el mismo fenómeno explicado en el paso anterior.

$$X_c = V_f \cdot X_{cf} = 3500 \text{ MPa} \quad [\text{Ec.45}]$$

$$Y_c = 1 - (\sqrt{V_f} - V_f) \cdot \left(1 - \frac{Em}{Ef_{22}}\right) \cdot SmC = 121,5 \text{ MPa} \quad [\text{Ec.46}]$$

$$S_c = 1 - (\sqrt{V_f} - V_f) \cdot \left(1 - \frac{Gm}{Gf_{12}}\right) \cdot SmS = 57,2 \text{ MPa} \quad [\text{Ec.47}]$$

También se ha calculado la densidad del material compuesto mediante la combinación de la densidad de cada componente.

$$r = \rho_f \cdot V_f + \rho_m \cdot (1 - V_f) = 1,651 \frac{g}{cm^3} \quad [\text{Ec.48}]$$

Por último, se ha supuesto que el límite elástico representa un 90% de la tensión máxima de rotura a tracción del material, por tratarse de un material compuesto.

$$Le = 0,9 \cdot X_t \quad [\text{Ec.49}]$$

Tras haber realizado los cálculos, aquí se representan los valores obtenidos mediante el modelo de Chamis.

Modelo de Chamis		
Parámetro	Valor	Unidades
E1	172,42	GPa
E2	11,47	GPa
E3	11,47	GPa
v12	0,26	
v13	0,26	
v23	0,288	
G12	6,4	GPa
G13	6,4	GPa
G23	4,45	GPa
Xt	2800	MPa
Yt	58,3	MPa
Xc	3500	MPa
Yc	121,5	MPa
SC	57,2	MPa
r	1,65	g/cm3
Le	2520	MPa

IV. Apéndices

IV.3. PLANOS ACOTADOS.

Los planos de los modelos de protección de freno de disco, tanto del disco delantero, como del trasero, han sido realizados en formato A3, para ofrecer mayor resolución de los detalles más pequeños y medidas de los mismos, por lo que se ha decidido adjuntarlos en un archivo a parte y complementario a la memoria llamado “Anexo – Planos”.

IV. Apéndices

IV.4. NORMATIVA.

EN – 14781 / 2005 : Racing bicycles – Safety requirements and test methods